



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ**  
**CENTRO DE TECNOLOGIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**LÍVIO BRUNO NERY DA SILVA VIANA**

**MOTOR FLEX: ANÁLISE COMPARATIVA DE PERFORMANCE E EMISSÃO DE  
GASES COM DIFERENTES COMBUSTÍVEIS**

**FORTALEZA – CE**

**2023**

LÍVIO BRUNO NERY DA SILVA VIANA

**MOTOR FLEX: ANÁLISE COMPARATIVA DE PERFORMANCE E EMISSÃO DE  
GASES COM DIFERENTES COMBUSTÍVEIS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito à obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Processos, equipamentos e sistemas para energias renováveis.

Orientador: Prof. Dr. André Valente Bueno.

FORTALEZA – CE

2023

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação  
Universidade Federal do Ceará  
Sistema de Bibliotecas

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

---

V667m Viana, Lívio Bruno Nery da Silva.

Motor Flex : Análise comparativa de performance e emissão de gases com diferentes combustíveis / Lívio Bruno Nery da Silva Viana. – 2023.

97 f. : il. color.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2023.

Orientação: Prof. Dr. André Valente Bueno.

1. Etanol. 2. Biomassa. 3. Energias Renováveis. I. Título.

CDD 620.1

---

LÍVIO BRUNO NERY DA SILVA VIANA

**MOTOR FLEX ANÁLISE COMPARATIVA DE PERFORMANCE E EMISSÃO DE  
GASES COM ETANOL HIDRATADO E GASOLINA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará – UFC, como requisito à obtenção do título de Mestre em engenharia mecânica. Área de concentração: Processos, equipamentos e sistemas para energias renováveis.

Aprovada em 29/09/2023

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. André Valente Bueno (Orientador)  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Profa. Dra. Carla Freitas de Andrade  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof. Dr. Camilo Augusto Santos Costa  
Universidade Federal do Ceará (UFC)



## **AGRADECIMENTOS**

À toda minha família e ao professor Dr. André Valente Bueno.

## RESUMO

Este trabalho estuda o fenômeno da minimização de poluentes, com impacto na preservação ambiental e a redução da emissão dos gases de efeito estufa, buscando atender o Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores (PROCONVE) L7 e L8, onde deve-se, até 2030, diminuir a utilização de combustíveis fósseis, preservando, assim, o meio ambiente bem como buscando uma possível redução de custos, ao se utilizar um combustível menos danoso e mais barato na utilização de motores de combustão interna. Tem como objetivos analisar a performance mecânica de um motor Renault D4D de 4 cilindros, utilizando Etanol Hidratado (concentração 96% p/p) e gasolina, e assim validar os dados experimentalmente, e, desta forma, obter-se dados multidimensionais de emissões gasosas oriundas da combustão desses elementos com ênfase em NO<sub>x</sub>, CO e HC. Em relação aos materiais e métodos empregados, pode-se destacar a utilização do software KIVA 3Vr-2, que foi responsável por simular, em condições reais, os motores de combustão interna, parâmetros na mistura de ar combustível, temperatura interna, cinética química e turbulência, apresentando por fim os resultados que foram comparados. As simulações foram realizadas empregando etanol hidratado e gasolina. Pode-se concluir que a utilização do etanol é vantajosa se comparada à utilização da gasolina, pois do ponto de vista da performance, o motor foi capaz de manter suas características de operabilidade. No entanto, do ponto de vista das emissões, observou-se que o etanol possui melhor custo-benefício, pois emite cerca de cinco vezes menos CO do que a gasolina, porém, deve-se atentar aos valores de emissão de NO<sub>x</sub> por parte do etanol, que foram superiores aos da gasolina.

**Palavras-Chave:** Etanol; Energia Renovável; Biomassa; Motores de Combustão Interna; Emissões Gasosas.

## ABSTRACT

This work studies the phenomenon of minimizing pollutants, with an impact on environmental preservation and the reduction of greenhouse gas emissions, seeking to comply with the Air Pollution Control Program for Motor Vehicles (PROCONVE) L7 and L8, where it is necessary to, by 2030, reduce the use of fossil fuels, thus preserving the environment as well as seeking a possible cost reduction, by using a less harmful and cheaper fuel when using internal combustion engines. Its objectives are to analyze the mechanical performance of a 4-cylinder Renault D4D engine, using Hydrated Ethanol (concentration 96% w/w) and gasoline, and thus validate the data experimentally, and, in this way, obtain multidimensional data on gaseous emissions. arising from the combustion of these elements with an emphasis on NO<sub>x</sub>, CO and HC. In relation to the materials and methods used, the use of the KIVA 3Vr-2 software can be highlighted, which was responsible for simulating, in real conditions, internal combustion engines, parameters in the air-fuel mixture, internal temperature, chemical kinetics and turbulence, finally presenting the results that were compared. The simulations were carried out using hydrated ethanol and gasoline. It can be concluded that the use of ethanol is advantageous compared to the use of gasoline, because from the performance point of view, the engine was able to maintain its operability characteristics. However, from the emissions point of view, it was observed that ethanol is more cost-effective, as it emits around five times less CO than gasoline, however, attention should be paid to the NO<sub>x</sub> emission values of ethanol, which were higher than those of gasoline.

**Keywords:** Ethanol; Renewable Energy; Biomass; Internal Combustion Engines; Gaseous Emissions.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Componentes de um motor de combustão interna	25
Figura 2	Fontes de ignição em um motor de ignição por faísca	38
Figura 3	Simulação de um motor experimental de 4 válvulas com o KIVA	53
Figura 4	Malha 2d utilizada na simulação	57

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1	Curvas de validação de pressão	60
Gráfico 2	Valores para etanol de sfc, Pb e Tb à plena carga	64
Gráfico 3	Emissões no etanol em ppm com plena carga	65
Gráfico 4	Emissões no etanol em ppm com 80% de carga	68
Gráfico 5	Emissões no etanol em ppm com 60% de carga	68
Gráfico 6	Emissões no etanol em ppm com 40% de carga	70
Gráfico 7	Emissões no etanol em ppm com 20% de carga	72
Gráfico 8	Valores para gasolina de sfc, Pb e Tb à plena carga	73
Gráfico 9	Emissões na gasolina em ppm à plena carga	77
Gráfico 10	Emissões na gasolina em ppm com 80% de carga	78
Gráfico 11	Emissões na gasolina em ppm com 60% de carga	81
Gráfico 12	Emissões na gasolina em ppm com 40% de carga	82
Gráfico 13	Emissões na gasolina em ppm com 20% de carga	83

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1	limites máximos de emissão de poluentes por categoria de veículos, para veículos na Fase PROCONVE L7 (2022/2025)	21
Tabela 2	Níveis de emissão de veículos na fase PROCONVE L8 (2025/2031)	22
Tabela 3	Níveis de emissão de veículos na fase PROCONVE L8 a nível corporativo	23

Tabela 4	Propriedades dos oxigenados	32
Tabela 5	Classificação das reações segundo o tempo de meia-vida	36
Tabela 6	Constantes do modelo $k$ - $\varepsilon$ padrão	49
Tabela 7	Constantes do modelo $k$ - $\varepsilon$ realizável	50
Tabela 8	Constantes do modelo RNG $k$ - $\varepsilon$ para turbulência	51
Tabela 9	Especificações do motor	53
Tabela 10	Condições iniciais inseridas no itape5	57
Tabela 11	Validação dos pontos notáveis com etanol	61
Tabela 12	Validação Pressão de Pico (Exp x Simulação)	62
Tabela 13	Validação dos pontos notáveis com gasolina em plena carga	63
Tabela 14	Dados de simulação etanol com carga 100%	64
Tabela 15	Dados de simulação etanol com carga 80%	68
Tabela 16	Dados de simulação etanol com carga 60%	70
Tabela 17	Dados de simulação etanol com carga 40%	72
Tabela 18	Dados de simulação etanol com carga 20%	74
Tabela 19	Dados de simulação gasolina com carga 100%	75
Tabela 20	Dados de simulação gasolina com carga 80%	79
Tabela 21	Dados de simulação gasolina com carga 60%	81
Tabela 22	Dados de simulação gasolina com carga 40%	84
Tabela 23	Dados de simulação gasolina com carga 200%	87

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
PROCONVE	Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
PPM	Parte por milhão
PMS	Ponto Morto Superior
PMI	Ponto Morto Inferior
BTDC	Antes do ponto morto superior
ATDC	Depois do ponto morto superior

S	Curso do pistão
V1	Volume total
V2	Volume morto
Vdu	Volume deslocado útil
Z	Número de cilindros do motor
D	Diâmetro dos cilindros do motor
Vd	Volume deslocado do motor ou cilindrada total
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
PIB	Produto Interno Bruto
PETROBRAS	Petróleo Brasileiro S/A
C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	Etanol
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	Octano
HC	Hidrocarbonetos
CO	Monóxido de Carbono
NMOG	Gases orgânicos não metano
CH <sub>3</sub> OH	Metanol
C <sub>2</sub> H <sub>7</sub> OH	Álcool Isopropílico
IPA	Álcool Isopropílico
C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH	Butanol
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> O	1-pentanol
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> O	1-hexanol
O <sub>3</sub>	Ozônio
C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	N-heptano
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	Iso - octano
C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> CH <sub>3</sub>	Tolueno
NMHC	None Methain Hydrocarbons
FTIR	Fourier transform infrared spectroscopy
FTP	Federal Test Procedure
NO	Óxido de Nitrogênio
N <sub>2</sub> O	Óxido Nitroso
P	Pressão
V	Volume
M	Massa

T	Temperatura
R	Constante Universal dos Gases
H <sub>2</sub> O	Água
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
$\eta$	Eficiência
H	Entalpia
Q	Energia Térmica
U	Energia Interna
Kgfm	Kilograma - Força - Metro
RPM	Rotações Por Minuto
CFD	Computacional Fluid Dynamics
LALN	Los Alamos Laboratório Nacional
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes Equations
RNG	Grupos Renormalizados
Mm	Milímetros
K	Kelvin
MAP	Manifold Absolute Pressure
SFC	Specific Fuel Consumption
Hc	Hidrocarbonetos
Pb	Potência
Tb	Torque
WOT	Wide Open Throttle
KW	Kilowatt
g/kWh	Gramas por Kilowatt hora

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	14
<b>1.1</b>	<b>Objetivo Geral</b> .....	19
1.1.1	Objetivos específicos.....	19
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	21
<b>2.1</b>	<b>Máquinas térmicas aproximações conceituais e importância..</b>	21
<b>2.2</b>	<b>Motores: conceitos e classificação</b> .....	22
2.2.1	Motores quanto ao ciclo de funcionamento.....	24
2.2.1.1	Motores de 4 tempos.....	24
2.2.1.2	Motores a 2 tempos.....	24
<b>2.3</b>	<b>Motores quanto ao combustível e ignição</b> .....	25
2.3.1	Motores Otto.....	25
2.3.2	Motores Diesel.....	25
<b>2.4</b>	<b>Combustíveis fósseis e etanol</b> .....	26
2.4.1	Gasolina.....	26
2.4.2	Etanol.....	27
<b>2.5</b>	<b>Combustão em motores com pistão</b> .....	29
2.5.1	Reagentes na combustão.....	30
2.5.2	Cinética química.....	30
<b>2.6</b>	<b>Os gases NO<sub>x</sub>, CO e HC</b> .....	32
2.6.1	NO <sub>x</sub> .....	32
2.6.2	CO.....	33

2.6.3	HC.....	34
<b>2.7</b>	<b>Estado da arte em pesquisa de biocombustíveis e emissão de gases e veículos de passeio.....</b>	<b>35</b>
<b>2.8</b>	<b>Fundamentos termodinâmicos.....</b>	<b>39</b>
<b>2.9</b>	<b>Método dos volumes finitos.....</b>	<b>41</b>
<b>2.10</b>	<b>Abordagem para o modelo de turbulência.....</b>	<b>43</b>
2.10.1	Abordagem matemática.....	44
2.10.1.1	Modelo $k-\varepsilon$ padrão.....	45
2.10.1.2	Modelo $k-\varepsilon$ realizável.....	46
2.10.1.3	Modelo RNG $k-\varepsilon$ para turbulência.....	47
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>49</b>
<b>3.1</b>	<b>Combustíveis utilizados.....</b>	<b>49</b>
<b>3.2</b>	<b>O motor e suas características.....</b>	<b>49</b>
<b>3.3</b>	<b>Regime turbulento.....</b>	<b>50</b>
<b>3.4</b>	<b>Software envolvido no projeto.....</b>	<b>51</b>
3.4.1	Condições definidas no itape5.....	53
<b>3.5</b>	<b>Interface CHEMKIN 2.....</b>	<b>54</b>
<b>3.6</b>	<b>A malha utilizada.....</b>	<b>55</b>
<b>3.7</b>	<b>Parâmetros analisados.....</b>	<b>56</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO.....</b>	<b>58</b>
<b>4.1</b>	<b>Validação dos dados.....</b>	<b>58</b>
4.1.1	Validação dos dados com etanol.....	58

4.1.2	Validação dos dados com gasolina.....	60
<b>4.2</b>	<b>Etanol Hidratado.....</b>	<b>60</b>
4.2.1	100% de carga.....	60
4.2.2	80% de carga.....	64
4.2.3	60% de carga.....	66
4.2.4	40% de carga.....	68
4.2.5	20% de carga.....	70
<b>4.3</b>	<b>Gasolina.....</b>	<b>71</b>
4.3.1	100% de carga.....	71
4.3.2	80% de carga.....	74
4.3.3	60% de carga.....	77
4.3.4	40% de carga.....	78
4.3.5	20% de carga.....	80
<b>4.4</b>	<b>Análise das emissões específicas por carga.....</b>	<b>81</b>
4.4.1	Etanol.....	81
4.4.2	Gasolina.....	85
<b>5</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>88</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>91</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Este trabalho estuda a performance de um motor D4D flex e o fenômeno da emissão de poluentes, que é capaz de gerar impactos negativos na natureza, pois os gases emitidos contribuem com o efeito estufa. Com essa preocupação, conforme Sorda (2010), existem novos modelos que priorizam reduzir a dependência de combustíveis fósseis e aumentar a participação de energias renováveis na matriz energética, com o aumento significativo na utilização de etanol no que se refere ao uso em motores e transportes. Esse incremento foi motivado por políticas governamentais ao redor do mundo. A perspectiva de uso do etanol como fonte plausível, na produção de energia limpa, no Brasil verifica-se pelo fato do país ser o segundo maior produtor de cana de açúcar no mundo.

Teoh *et al.* (2023) dizem que a preocupação com as emissões dos motores de combustão interna também impulsiona o desenvolvimento de novas fontes de energia para substituir ou reduzir o uso de energia convencional não renovável, como é o caso do etanol e do hidrogênio verde, fontes estudadas nos últimos anos visando alternativas sustentáveis aos combustíveis fósseis.

Outro ponto importante acerca do etanol é a viabilidade econômica, em 1975, foi criado o Programa Nacional do Alcool (PROÁLCOOL) com o objetivo de diminuir a dependência do Brasil em relação ao petróleo. Ao longo de todas essas décadas o etanol apareceu como modelo alternativo aos combustíveis fósseis. Na transição de junho a agosto de 2021, houve uma alta de 140% na importação de petróleo, segundo a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), o valor gasto foi de US \$618 milhões (ISTOEDINHEIRO, 2021). Portanto, a eficiência desse combustível requer maiores estudos e pesquisas aplicadas, no bojo da qual esta pesquisa se qualifica.

Ademais, não se pode deixar de destacar, a relevância dos estudos alusivos aos motores de combustão interna que são “utilizados para produzir energia mecânica através da energia química contida no seu combustível” (HEYWOOD, 1988, p. 1), corroborando essa ideia, Perin *et al.* (2022) asseveram que por mais de 20 anos, não foram realizados testes oficiais em motores de máquinas agrícolas no Brasil, o que acabou por atrasar, a nível nacional, testes que seriam importantes no processo de tomada de decisão e possível compra destas, apresentando dados



como: torque, potência, consumo entre outros parâmetros. Işik (2021) também afirma que alternativas como, mobilidade elétrica e tecnologia baseada em hidrogênio estão sendo largamente estudadas, para que se possa substituir motores que operam com utilização de combustíveis fósseis, no entanto, as transformações no funcionamento de veículos com motores de combustão interna aparentemente serão feitas de forma mais lenta, o que indica a necessidade de estudos para realizar mudanças a curto prazo, como os estudos envolvendo novos combustíveis.

A motivação final deste trabalho é o aprofundamento dos estudos/pesquisas, envolvendo a análise comparativa de combustíveis em um motor Renault D4D quatro cilindros, abrangendo características funcionais e econômicas importantes que influenciam aspectos como o consumo, o desempenho, a eficiência e as emissões de poluentes. A partir de simulações computacionais, torna-se possível qualificar parâmetros, propriedades termoquímicas e comportamento do motor com etanol hidratado e gasolina. Com a aplicação das simulações pretende-se reproduzir curvas de pressão nos cilindros obtidas experimentalmente, de modo a validar os modelos numéricos e, desta forma, obterem-se dados multidimensionais de combustão e emissões.

Esta dissertação, cabendo por oportuno, justifica-se pela possibilidade de discutir acerca das emissões de gases por veículos e seu impacto na sociedade. Ademais, o resultado apresentado poderá ser usado tanto no contexto de pesquisas científicas, como no transporte público e privado, na questão de transportes e combustíveis renováveis, além da melhoria da qualidade de vida e saúde ao reduzir o quantitativo de gases poluentes no meio ambiente. Portanto, entende-se que o investimento nesta pesquisa se faz fundamental para o desenvolvimento de uma sociedade mais saudável, mais sustentável e mais econômica.

Ainda no sentido de garantir limites nas emissões gasosas e corroborar com uma sociedade mais sustentável e mais saudável, houve, no Brasil, a publicação da PROCONVE que consiste em um programa baseado nas normas Euro, utilizado nos países europeus. Esse programa tem várias fases e atualmente está em vigor por conta da Resolução Nº 492<sup>1</sup> de 20 de dezembro de 2018, do Conselho Nacional

---

<sup>1</sup> Estabelece as Fases PROCONVE L7 e PROCONVE L8 de exigências do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE para veículos automotores leves novos de uso rodoviário, altera a Resolução CONAMA nº 15/1995 e dá outras providências.

do Meio Ambiente (CONAMA), a qual definiu os limites máximos de emissão de escapamento, indicando inclusive um coeficiente a ser multiplicado pelo potencial de emissão de ozônio dos veículos que operam com etanol. Ademais a PROCONVE L7, que vigora desde 1 de janeiro de 2022, define então, novos limites de emissão de poluentes, bem como amplia de 80.000 km para 160.000 km a durabilidade dos instrumentos de medição e menores emissões. Esta sétima medida foi responsável pela extinção de vários modelos de veículos, que desobedeciam às novas definições e cuja atualização dos respectivos sistemas prejudicaria a relação custo-benefício do veículo.

Posteriormente, a PROCONVE L8, que tem previsão para entrar em vigor a partir de 1º de janeiro de 2025, traz restrições ainda mais rigorosas, pois a oitava fase, que será dividida em três etapas, vai definir novos limites máximos de emissão de poluentes de forma corporativa, ou seja, diferentemente da L7, não se resumirá ao modelo individual dos veículos, ou seja, se uma marca possui 4 modelos no mercado, a média de emissão destes deverá respeitar a exigência da norma, não apenas cada veículo individualmente, abrangendo toda a operação das fabricantes como um todo.

Na segunda etapa da L8, que entra em vigor no ano de 2027, os carros com motores a combustão deverão obrigatoriamente fazer uso de algum sistema de auxílio híbrido, pois os limites de emissão serão ainda mais rígidos, no entanto, caso opte por manter algum veículo movido a motor de combustão interna, a fabricante deve compensar com algum modelo híbrido ou movido a energia elétrica.

Com a PROCONVE, a meta é dobrar o tempo em que o veículo vai se comportar dentro dos limites inicialmente definidos pelo fabricante. Em suma, objetiva-se que, com a L7 e a L8, os veículos emitam uma menor quantidade de poluentes por 160.000 km ou dez anos de uso, o que ocorrer primeiro, o que deverá ser comprovado pelas fabricantes através de ensaios que devem seguir normas americanas, até que sejam definidas as normas nacionais.

Percebe-se com toda essa regulamentação o cuidado com a preservação do ambiente e da produção sustentável de energia. Contudo, a mudança poderá causar impacto direto nas montadoras e fábricas de automóveis, envolvendo análises e novos projetos de motores e outros componentes dos modelos automotivos. Para que se mantenham no mercado, as marcas devem procurar o quanto antes organizar estratégias e ações amparadas nas pesquisas científicas

que as tornem exequíveis e eficientes, em relação a PROCONVE, caso contrário muitas empresas automobilísticas irão sucumbir por não estarem adequadas para o atendimento das novas legislações.

Na Tabela 1, apresentam-se os valores máximos de emissão referentes a PROCONVE L7, os limites referem-se a veículos leves para passageiros e veículos leves comerciais, indicando valores de NOx e CO máximos que podem ser emitidos por tais veículos durante a vigência da PROCONVE L7

Tabela 1 – Limites máximos de emissão de poluentes por categoria de veículos, para veículos na Fase PROCONVE L7 (2022/2025)

CATEGORIA	NOx + NMOG em mg/k m	MP em mg/km	CO em mg/km	Aldeídos em mg/km	NH3 em ppm	EVAPORATIVA	EMIÇÃO DE ABASTECIMENTO
Leve passageiro	80	6	1000	15	Declarar	0,5 g/teste	50 mg/L abastecido
Leve	140	6					
Comercial	320	20					

Fonte: <https://cetesb.sp.gov.br/wp-content/uploads/2018/12/l7.pdf>. Acesso em: 13/09/2023.

Na Tabela 2, por sua vez, são demonstrados os dados de emissão referentes a PROCONVE L8, apresentando dados para veículos leves comerciais diesel, veículos leves comerciais com motores de ignição por centelha acima de 1700 kg e veículos leves de passageiros e comerciais. Na tabela 2, é possível observar uma continuidade em relação à fase anterior, confirmando-se a maior rigorosidade desta fase, com valores permitidos bem menores para cada veículo de forma individual.

Tabela 2 – Níveis de emissão de veículos na fase PROCONVE L8 (2025/2031)

				NMO G + NOx	MP	CO	Aldeíd os	NH 3	Evaporati va	Emissão de abastecime nto
				mg/k m	mg/k m	mg/k m	mg/km	pp m	g/ensaio	mg/L
			Nív el							
Veículos leves comercia is diesel	Veículos leves comercia is ignição por centelha, acima de 1700 kg de ME (4)		320	320	20	1000	-	10	0,5	50
			280	280	20	1000	-			
			250	250	20	1000	-			
			220	220	10	1000	-			
			200	200	10	1000	-			
			170 140	170 140	9 6	1000 1000	-15			
	110 80	110 80	6 6	1000 1000	15 15					
	Veículos leves de passagei ros comerciai s leves até	70	70	4	600	10				
		60	60	4	600	10				
		50	50	4	600	10				
		40	40	4	500	10				
		30	30	3	500	8				
		20	20	2	400	8				
		nula	nula	nula	nula	nula				

Fonte: <https://cetesb.sp.gov.br/wp-content/uploads/2018/12/l7.pdf>. Acesso em: 13/09/2023

Por fim, apresentam-se na Tabela 3 os dados referentes às emissões corporativas, com a data de implantação de cada uma de suas subfases, também definidos na PROCONVE L8, apresentando os limites emitidos por fabricante e/ou importadora:

Tabela 3 – Níveis de emissão de veículos na fase PROCONVE L8 a nível corporativo.

Data de implantação	Nível corporativo Veículos leves comerciais	Nível corporativo Veículos leves passageiros
01/01/2025	140	50
01/01/2027	110	40
01/01/2029	50	30
01/01/2031	30	30

Fonte: <https://cetesb.sp.gov.br/wp-content/uploads/2018/12/l7.pdf>. Acesso em: 13/09/2023

Portanto, as tabelas indicam uma necessidade de adaptação por parte dos fabricantes e das importadoras de veículos, que deverão se adequar às normas exigidas pelo Ministério do Meio Ambiente e Conselho Nacional do Meio Ambiente, devendo obedecer ao limite imposto ao somatório total de emissões por veículos. Por isso, percebe-se, mais uma vez, a seriedade e a preocupação em relação à

temática apresentada neste trabalho, o qual busca analisar o comportamento do motor referente à sua performance mecânica e nas emissões gasosas com foco em NO<sub>x</sub>, HC e CO.

Para tanto, partiu-se da hipótese referente à possibilidade de que o uso do etanol hidratado (96%pp) seja mais eficiente para o melhor desempenho mecânico do motor Renault D4D quatro cilindros. Contudo, a combustão do etanol também pode vir a favorecer as emissões de aldeídos e álcool não queimado, além do próprio NO<sub>x</sub>. Caso isso se confirme, tem-se aí um problema crítico quanto à aderência aos limites regulatórios de emissões NO<sub>x</sub>, CO e HC.

## **1.1 Objetivo Geral**

Por tudo isso, entende-se que o objetivo geral deste trabalho é analisar a performance mecânica de um motor Renault D4D de 4 cilindros, utilizando Etanol Hidratado (concentração 96% p/p) e gasolina.

### **1.1.1 Objetivos específicos**

Como objetivos específicos visa-se: validar os modelos numéricos e, desta forma, obter-se dados multidimensionais de combustão e emissões gasosas oriundas da combustão desses elementos com ênfase em NO<sub>x</sub>, CO e HC.

No sentido de melhor estruturar o texto dissertativo, este trabalho possui cinco capítulos. O primeiro apresenta a introdução, que destaca a motivação, a justificativa, juntamente com a hipótese, bem como os objetivos gerais e específicos. Na sequência, o segundo capítulo destaca o referencial teórico na área de motores de combustão interna, combustíveis, combustão em motores com pistão, cinética química, emissões gasosas, estado da arte no estudo de emissões dos gases NO<sub>x</sub>, CO e HC, fundamentos termodinâmicos, método dos volumes finitos e modelos de turbulência. Ademais, no terceiro capítulo são descritos os materiais e métodos utilizados na pesquisa, dentre eles, o motor Renault 1.0 D4D e o software de simulação computacional KIVA 3V e suas interfaces auxiliares. No quarto capítulo, apresentam-se a análise e discussão dos dados obtidos nas simulações de potência, torque, consumo, consumo específico e as emissões, nas quais este trabalho tem foco, com diferentes combustíveis e cargas do motor, também foram

feitas comparações entre os dados obtidos, com o objetivo de interpretar e buscar os dados mais vantajosos de cada simulação de acordo com o combustível utilizado, e também a faixa de rotação em que o motor estava operando. No quinto e último capítulo, apresentam-se as considerações finais e conclusões obtidas.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo apresenta-se o referencial teórico que embasa a dissertação, no que se refere aos conceitos que envolvem motores de combustão interna, combustíveis, combustão em motores com pistão, cinética química, emissões gasosas, estado da arte no estudo de emissões dos gases NO<sub>x</sub>, CO e HC, fundamentos termodinâmicos, método dos volumes finitos e modelos de turbulência.

### 2.1 Máquinas térmicas aproximações conceituais e importância

Segundo Purtskhvanidze *et al.* (2023), uma máquina térmica é um dispositivo no qual o fluido de trabalho interage com o meio ambiente durante cada ciclo, ocorrendo em particular processos de transferência de massa e de calor, que se baseiam nas leis básicas da termodinâmica. Nas máquinas térmicas, a energia é convertida em trabalho mecânico e o fluido de trabalho muda periodicamente de estado por expansões e compressões. Além disso, uma certa parte do calor permanece sem utilização devido a baixa eficiência, perdas por atrito e detalhes no projeto dessas máquinas, fatores que influenciam nas emissões oriundas desses equipamentos.

Para Brunetti (2018), podem-se destacar como exemplos de máquinas térmicas os motores de combustão interna, refrigeradores, usinas, ar-condicionados e máquinas movidas a vapor, concluindo-se que todas as máquinas são responsáveis por transformar parte do calor em trabalho, a depender de sua eficiência.

Portanto, dentro do conjunto das máquinas térmicas encontra-se o ponto de interesse deste trabalho, a saber: motores de combustão interna. Visando ao melhor desenvolvimento deste texto, os motores serão classificados em relação à quantidade de tempos e ao seu princípio de ignição. Para tanto, serão usados como referenciais teóricos os estudos de Moran (2013) e Brunetti (2018).

Os motores de combustão interna são máquinas usadas de modo amplo e intenso no mundo todo. De acordo com Leach *et al.* (2020), 99,8% do transporte global utiliza motores de combustão interna e 95% destes utiliza como fonte de

funcionamento algum combustível fóssil. Dessa forma, é possível entender uma das problemáticas que se apresenta ao uso dessa máquina: os danos ambientais causados pela combustão (MARTINS, 2013). Visando a uma compreensão mais acurada acerca da temática deste trabalho, serão descritos os conceitos e as classificações de motores.

## **2.2 Motores: Conceitos e Classificação**

Como referido, os motores de combustão interna são máquinas térmicas responsáveis por transformar a energia da queima de combustíveis em energia térmica, que, por sua vez, será em parte convertida em energia mecânica, a depender de sua eficiência.

Heywood (1988), classifica os motores de combustão interna de dez maneiras diferentes, conforme detalhamento a seguir:

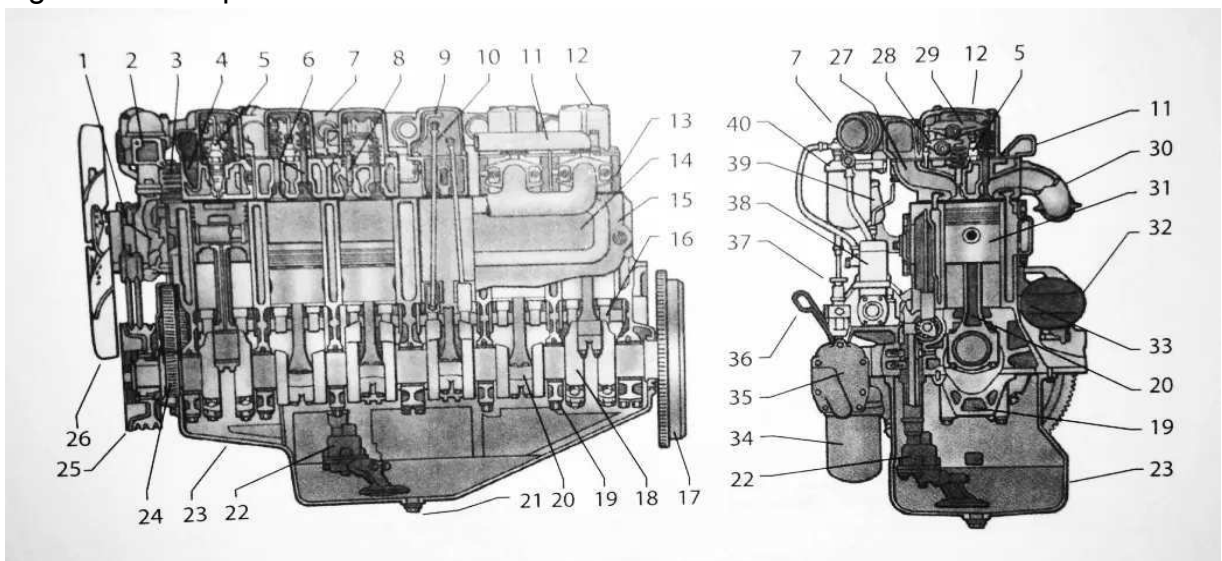
- Aplicação: automóveis, caminhões, aeronaves, marinhos e geração de potência;
- Projeto Básico: arranjo dos cilindros (em V, radiais, opostos) e motores de rotação (Wankel e outras geometrias);
- Ciclo de funcionamento: quatro tempos, dois tempos;
- Posicionamento e tipo de válvula: overhead, underhead, rotativas, cruzadas, fluxo único e outras;
- Combustível: gasolina, óleo diesel, gás natural, gás liquefeito de petróleo, álcool (metanol e etanol) e hidrogênio;
- Método de preparação da mistura: carburação, injeção na fase de admissão e injeção dentro do cilindro;
- Método de ignição: faísca ou compressão;
- Projeto da câmara de combustão: câmara aberta ou câmara dividida;
- Método do controle de carga;
- Método de resfriamento: água, ar, sem resfriamento (método sem convecção ou radiação).

Neste trabalho, o ciclo de funcionamento, combustível e método de ignição serão os determinantes considerados para a simulação e análise de diferentes parâmetros operacionais, tais como o nível de carga, a rotação e o avanço de ignição.



Antes de detalhar as classificações relevantes para esta investigação, reputa-se necessário conhecer as nomenclaturas dos motores alternativos. A Figura 1 representa o motor de combustão interna caracterizado por Brunetti (2018), a partir da qual é possível perceber a complexidade do motor e de seu funcionamento.

Figura 1 – Componentes de um motor de combustão interna



Fonte: BRUNETTI (2018)

- |                             |  |
|-----------------------------|--|
| 1. Bomba d'água             | 22. Bomba de óleo                      |
| 2. Válvula termostática     | 23. Cáster                             |
| 3. Compressor de ar         | 24. Engrenagem de virabrequim          |
| 4. Duto de admissão         | 25. Amortecedor vibracional            |
| 5. Injetor de combustível   | 26. Ventilador                         |
| 6. Válvula de escapamento   | 27. Duto de admissão                   |
| 7. Coletor de admissão      | 28. Balancim de Válvula de admissão    |
| 8. Válvula de admissão      | 29. Balancim de Válvula de escapamento |
| 9. Linha de combustível     | 30. Coletor de escapamento             |
| 10. Haste de Válvula        | 31. Pistão                             |
| 11. Duto de água            | 32. Motor de partida                   |
| 12. Tampa de válvula        | 33. Dreno de água                      |
| 13. Cabeçote                | 34. Filtro de óleo                     |
| 14. Tampa lateral           | 35. Radiador de óleo                   |
| 15. Bloco                   | 36. Vareta de nível de óleo            |
| 16. Eixo comando de válvula | 37. Bomba manual de combustível        |
| 17. Volante                 | 38. Bomba injetora de combustível      |
| 18. Virabrequim             | 39. Respiro do cáster                  |
| 19. Capa de mancal          | 40. Filtro de combustível              |
| 20. Biela                   |  |
| 21. Bujão do cáster         |  |

## **2.2.1 Motores quanto ao ciclo de funcionamento**

São classificados quanto ao número de voltas da manivela no motor, sendo eles os motores a 4 tempos e os motores a 2 tempos.

### **2.2.1.1 Motores de 4 tempos**

Neste tipo de motor, um ciclo do pistão corresponde a duas voltas da manivela, no primeiro tempo do ciclo, acontece a admissão do combustível durante o deslocamento do pistão do PMS ao PMI, a admissão pode acontecer por sucção/aspiração ou por abertura das válvulas, preenchendo o cilindro com o combustível. No segundo tempo, acontece o deslocamento do PMI ao PMS, ou compressão. No terceiro tempo, acontece a expansão, causada pela alta taxa de compressão do motor (nos motores diesel ou de ignição espontânea) ou pela faísca (nos motores otto), essa expansão causará um novo deslocamento do PMS ao PMI, e é nessa fase que é gerado o trabalho útil do motor. No quarto tempo, a válvula de escape abrirá, permitindo a saída dos gases durante o deslocamento final do pistão, saindo do PMI ao PMS, percorrendo o pistão os 4 cursos, imediatamente reinicia-se o ciclo.

### **2.2.1.2 Motores a 2 tempos**

Nesse tipo de motor, o curso é completado com apenas dois movimentos do pistão, concorrentemente, um movimento da manivela. No primeiro tempo, a admissão e a compressão acontecem simultaneamente, ou seja, durante o deslocamento do PMI ao PMS, o cilindro começa permitir a entrada de combustível por meio da janela de admissão, sendo comprimido até atingir o PMS. No segundo tempo, ocorre a combustão e exaustão de forma simultânea, de modo que a combustão força o pistão do PMI ao PMS, o que gera o trabalho útil do motor. Durante o deslocamento descendente, os gases gerados serão eliminados pela válvula de escape, e uma nova mistura será admitida no cárter.

## **2.3 Motores quanto ao combustível e ignição**

De acordo com Teoh *et al.* (2023), os motores de combustão interna podem ser categorizados como motores com ignição por faísca e motores por ignição por compressão, o autor também concluiu que emissões de NOx são maiores no segundo tipo, estudos feitos por Santos *et al.* (2021), mostram que uma porção significativa da frota mundial utiliza motores do primeiro tipo, pois empresas são pressionadas a reduzir o consumo e aumentar a eficiência destes.

A ignição indica o início do processo de combustão, requerendo assim, que exista um sistema que irá utilizar a chama para gerar a combustão. De acordo com Baliga (2023), sistemas de ignição de automóveis modernos estão tendo seu custo otimizado com a utilização de níveis mais complexidade e integração no seu sistema.

### **2.3.1 Motores Otto**

Na maioria dos motores Otto, a mistura de combustível e ar é feita fora do cilindro, ou seja, o fluido admitido no cilindro já é a mistura, excetuando-se os motores Otto de injeção direta, nos quais se admite primeiramente o ar, e posteriormente, a injeção de combustível, já no interior do cilindro. Nos motores Otto, a ignição ocorre com o auxílio da vela, daí porque também são conhecidos por motores por centelha ou faísca, tendo em vista que a combustão será gerada com auxílio da chama.

### **2.3.2 Motores Diesel**

Nesse tipo de motor, apenas ar é admitido no cilindro, sendo o combustível admitido apenas no final do ciclo de compressão, fazendo-se necessário sistemas de injeção de alta pressão. Nos motores Diesel, a ignição ocorre devido a compressão do ar realizada em temperatura acima da temperatura de autoignição.

Assim, fica perceptível que os motores apresentam diferentes performances, características e utilidades, a depender da finalidade para a qual serão utilizados.

Salienta-se que os motores Otto trabalham não apenas utilizando um cilindro fechado, mas também realizando a mistura de combustível fora da câmara de combustão. O que implica em um menor desgaste nestes motores, pois não há possibilidade de mistura, por exemplo, entre combustível e lubrificantes, como pode ser observado nos motores Diesel, onde o ciclo de alimentação e o ciclo de compressão se confundem, podendo acarretar desperdício de combustível posteriormente, durante o ciclo de exaustão.

## **2.4 Combustíveis fósseis e etanol**

Inicialmente, é interessante falar sobre os combustíveis fósseis, formados naturalmente na crosta da terra pelos restos de plantas e animais. Após extração e tratamento desse material, é possível a produção de várias substâncias. Assim, pode-se obter os derivados primários desse tratamento, sendo eles: diesel, gasolina, óleo combustível, GLP, nafta, querosene de aviação e outras substâncias, ademais, ressalta-se ainda que, posteriormente, outras matérias podem ser produzidas, a exemplo de asfalto, plástico, tinta, materiais cosméticos e fertilizantes.

A larga produção de petróleo no mundo, é responsável por movimentar uma indústria milionária, que domina o mercado dos combustíveis, daí a necessidade de se buscar alternativas mais baratas e menos danosas ecologicamente.

Vale ressaltar que, segundo Carvalho (2008), o grande consumo dos combustíveis fósseis foi iniciado a partir da virada do século XIX para o século XX, quando o petróleo passou a ser produzido e usado em larga escala, o referido autor afirma, inclusive, que o petróleo, por ser abundante e barato, foi crucial para o grande desenvolvimento da indústria automobilística, dando também forma aos modernos sistemas de transporte e respondendo por grande parte do PIB mundial.

### **2.4.1 Gasolina**

A gasolina é produzida ao se refinar o petróleo, é formada por mais de 100 produtos químicos. Sendo assim, é extremamente inflamável, podendo ser incolor, rosa claro ou marrom claro. Para Brunetti (2018, p. 318), “são misturas de diversas naftas obtidas do processamento de petróleo”.

A gasolina é descrita como um líquido volátil e é também uma mistura

complexa de hidrocarbonetos, possuindo uma média de 5 a 12 carbonos por molécula, por este motivo estão, em condições normais, no estado líquido e tem, conseqüentemente, densidade menor que a da água. Ela é um composto orgânico cuja **fórmula** molecular é  $C_8H_{18}$ . Na escala de ph a **gasolina** é considerada ácida, ou seja, possui ph menor que 7. A Petróleo Brasileiro S.A. (Petrobras) informa que a gasolina abastece hoje cerca de 60% dos veículos de passeio no Brasil. A regulamentação para abastecimento é realizada pela Agência Nacional do Petróleo (ANP) e pela Lei Federal 9.478/97 (Lei do Petróleo). Dessa forma, em face do grande consumo e das especificações que representam compromissos entre os requisitos de qualidade, desempenho e ambientais verifica-se que a gasolina se torna um produto caro e poluente. Portanto, são muitas as tentativas de acerto nas misturas necessárias e complexas para que as propriedades que influenciam no desempenho dos motores sejam melhoradas.

Para Brunetti (2018), no Brasil as gasolinas podem ser classificadas como: gasolina A isenta de álcool etílico anidro, cuja comercialização fica restrita entre refinador e distribuidor e; gasolina C com adição de 22%v (volume) de álcool etílico anidro, podendo ter o teor entre 18% e 25%, em função de variação na safra de cana de açúcar, nesse caso comercializada nos postos de abastecimento, ou seja, diretamente com a população.

Bolt (2022) informa que, para fins de simulação, historicamente se utiliza o n-heptano como substituto da gasolina, pois o primeiro se encontra isolado de materiais que podem afetar a análise feita pelo software, possuindo uma octanagem ideal para que se evite fenômenos indesejados, como a batida do motor, também conhecida como detonação, que pode gerar pressões e temperaturas muito altas.

#### **2.4.2 Etanol**

O etanol ( $C_2H_5OH$ ) faz parte do conjunto dos álcoois que apresentam cadeias de um a cinco carbonos (BRUNETTI, 2018), estes combustíveis podem ser obtidos de fontes vegetais, como milho, cana de açúcar, batata, entre outras, de acordo com Botet (2018), o etanol advindo da cana de açúcar pode reduzir a emissão de gases do efeito estufa em uma porcentagem de 19 a 48%. Porém, o biocombustível possui menos energia por volume do que, por exemplo, a gasolina, o que finaliza por reduzir a eficiência e aumentar o consumo. Pode-se sublinhar que

para se produzir etanol por meio do milho, é necessário não apenas que seja realizado um processo bem mais complexo, como também uma grande quantidade de milho como matéria prima, enquanto a produção de etanol da cana de açúcar é resultado de um processo mais simples e que acarretará um combustível menos poluente.

Assim, entende-se que o etanol pode ser classificado, em conformidade com Brunetti (2018), como de 1ª geração, ao ser produzido pela fermentação natural dos açúcares; ou de 2ª geração, quando produzido pela hidrólise enzimática da celulose, sendo o único oxigenado permitido na legislação nacional vigente. Outro ponto meritório acerca do etanol é que possui o mesmo efeito nas partes móveis, metálicas e anéis de vedação dos motores, que a gasolina, em alguns casos sendo menos danosa. Logo, pode-se concluir que o etanol não causará danos adicionais aos motores, em comparação a gasolina, ou seja, não há comportamento divergente em relação aos combustíveis neste quesito. Na Tabela 4, são apresentados os dados referentes aos combustíveis mais utilizados atualmente

Tabela 4 – Propriedades dos oxigenados

Propriedades	Gasolina A	ALCOOIS				ÉTERES		
		Metano I	Etanol	IPA	TBA	MTBE	ETBE	TAME
Fórmula Química	C <sub>6,47</sub> H <sub>14,28</sub>	CH <sub>3</sub> OH	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> O H	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> O H	C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> O H	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> O	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> O	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> O
Massa específica @15,5 C° (kg/m³)	721 a 742	796	794	789	792	745	736	770
Ponto de Ebulição (C°)	35 a 220	64,7	78,3	82,2	82,8	55,3	73	86,3
PVR @37,8 C° (kPa)	45 a 62	32	16	12,4	12	54	17,3	10
Calor de Vaporização (kJ/kg)	377	1188	937	695,6	510	338	322,7	310
Razão Ar-Combustível	14,7	6,36	8,99	10,3	11,1	11,73	12,14	12,1
PCI (kJ/kg)	44.430 a 44.510	19.937	26.805	30.941	32.560	35.200	36.200	36.500
MON	Mín 82	92	90	93	100	100	103	100
RON	Mín 93	112	106	110	113	117	119	114
Limite pobre de inflamabilidade (% no ar)	1,4	7,3	4,3	2	2,4	1,6	1	-
Limite rico de inflamabilidade (% no ar)	7,6	36	19	12	8	8,4	6	-
Ponto de Fulgor (C°)	-42,7 a -39	11	12,7	11,7	11,1	-25	-19	-

Fonte: Brunetti (2018, p. 379).

O acréscimo de etanol na gasolina é obrigatório desde que a Lei N°8.723, de 1993, estipulou a mistura de álcool anidro - ou etanol - na gasolina. Essa mistura é responsável por melhorar as características da gasolina, inicialmente, porque esse etanol, por ter menor poder de explosão, equilibra o tempo em que a gasolina entra em combustão.

De acordo com a Resolução ANP nº 807, de 23/01/2020, vigente atualmente, as gasolinas automotivas são classificadas como:

I – gasolina A comum: combustível produzido a partir de processos utilizados nas refinarias, nas centrais de matérias-primas petroquímicas e nos formuladores, destinado aos veículos automotivos dotados de motores de ignição por centelha, isento de componentes oxigenados; II – gasolina A premium: combustível de elevada octanagem, produzido a partir de processos utilizados nas refinarias, nas centrais de matérias-primas petroquímicas e nos formuladores, destinado aos veículos automotivos dotados de motores de ignição por centelha cujo projeto exija uma gasolina com maior octanagem, isento de componentes oxigenados; III – gasolina C comum: combustível obtido a partir da mistura de gasolina A comum e de etanol anidro combustível, nas proporções definidas pela legislação em vigor, a saber, 4% de acordo com a legislação vigente; e IV – gasolina C premium: combustível obtido a partir da mistura de gasolina A premium e de etanol anidro combustível, nas proporções definidas pela legislação em vigor, a saber, 5% de acordo com a legislação vigente;

Tal resolução comprova os benefícios que o etanol oferece mesmo sem sua utilização avulsa, ou seja, sendo utilizado em conjunto com a gasolina.

Não menos importante, o etanol diminui a quantidade de monóxido de carbono liberado para a atmosfera, pois diferente da gasolina, sua queima é completa, ensejando menor contribuição ao efeito estufa.

No entanto, de acordo com Phuangwongtrakul (2016), a mistura em porcentagem constante de etanol em gasolina pode não ser a mais indicada quando se busca obter maior eficiência<sup>2</sup>.

## **2.5 Combustão em motores com pistão**

Oppenheim (2013) diz que o carvão e derivados de petróleo possuem átomos de hidrocarbonetos, sendo assim capazes de conter muita energia em uma forma muito compacta. Contudo, não conseguem liberar tal energia, isso será possível

---

<sup>2</sup> Eficiência, neste trabalho, será considerada como a forma de medida do desempenho de uma máquina térmica.

apenas quando reagirem com o oxigênio disponível, que aliado ao calor fornecido produzirá uma reação exotérmica, proporcionando assim a combustão. A fórmula química que expressa a molécula de um hidrocarboneto é CNHM.

Um conceito importante envolvendo combustão é o da velocidade da chama laminar, que, segundo Glassman (2014), se utiliza de conceitos baseados nas teorias térmicas de Mallard e Le Chatelier, que posteriormente foram melhoradas significativamente por Zeldovich, Frank-Kamanetskii e Semenov, sendo definido por Chong (2021) como a taxa de propagação da frente normal da chama em relação à mistura não queimada, sendo, portanto, uma propriedade importante por incorporar elementos fundamentais para a difusividade. Portanto, a combustão laminar será responsável por indicar o nível de combustão do processo, se completo ou incompleto, consequentemente definindo os valores de emissões.

Kotchourko (2022) demonstrou que a velocidade laminar da chama pode ser definida pela Equação 1, dependendo apenas das propriedades da mistura, significando que, a estequiometria se torna um dos fatores mais importantes para sua definição

$$S_L = \sqrt{Xf \frac{T_b - T_i}{T_i - T_{u'}}} \quad (1)$$

Onde  $X$  indica a condutividade térmica,  $f$  é a taxa de reação química,  $T_b$ ,  $T_i$  e  $T_{u'}$  são respectivamente as temperaturas da: mistura queimada, ignição e mistura não queimada. Posteriormente, essa teoria foi melhorada pelo mecanismo de Zeldovich.

### 2.5.1 Reagentes na combustão

Ainda conforme Oppenheim (2004), o processo de combustão sempre envolve quatro átomos principais, a saber, carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio. Os elementos descritos estão presentes nos produtos da combustão estudados neste trabalho, formados após a reação.

### 2.5.2 Cinética química

Segundo Turns (2013), no contexto da combustão, a reação global de um mol



de combustível com  $\alpha$  mols de um oxidante, formando  $\beta$  mols de um produto é dada pela Equação 2:



Onde F indica o combustível da equação, Ox indica o oxidante e Pr é o produto gerado pela combustão.

A taxa em que o combustível é consumido em função do tempo é dada pela Equação 3:

$$\frac{d[Xf]}{dt} = - Kg \cdot (T) \cdot (Xf)^n \cdot (Xox)^m \quad (3)$$

Onde  $Kg$  representa o coeficiente de taxa global,  $Xf$  é a concentração molar do combustível em  $\text{kmol/m}^3$ , e  $Xox$  é a concentração molar do oxidante em  $\text{kmol/m}^3$ ,  $n$  e  $m$  estão relacionados a ordem da reação, representando respectivamente o combustível e o oxidante.

Em relação à velocidade da reação, esta pode ser classificada como rápida em caso de se completar em um segundo ou menos Wright (2004), no entanto, outras classificações podem ser consideradas, conforme apresentado na tabela 5:

Tabela 5 – Classificação das reações segundo o tempo de meia-vida

<b>Tipo de reação</b>	<b>Tempo decorrido para conclusão aparente</b>
Muito rápida	Microssegundos ou menos
Rápida	Segundos
Moderada	Minutos ou horas
Lenta	Semanas
Muito lenta	Semanas ou anos

Fonte: Wright (2004).

O tempo de duração da reação, ou seja, da combustão, afeta a emissão de gases e a eficiência do motor Rapp (2016). Em casos de menor velocidade do motor, acontece uma combustão mais rápida, que resulta em um processo incompleto, conseqüentemente apresentando maiores valores de emissões, especialmente de  $\text{NO}_x$ , segundo Ikeda (1998).

Binotto (2010) ressalta que reações químicas envolvem um grande número de

etapas intermediárias, também conhecidas como reações elementares. Estas podem, por sua vez, conduzir a formação de produtos intermediários, instáveis e de vida curta que podem não aparecer na reação global.

## **2.6 Os gases NO<sub>x</sub>, CO e HC**

### **2.6.1 NO<sub>x</sub>**

Ademais, elementos significativos deste trabalho são os gases, a saber os gases não metanos e os de óxido de nitrogênio. No sentido de melhor explicitar sobre eles, destacam-se Coggon et al. (2019) ao dizer que, a queima de Biomassa é uma fonte significativa de gases orgânicos não metano (NMOG), após essa queima, estes gases podem ser submetidos a uma reação fotoquímica que irá formar ozônio e aerossol orgânico secundário<sup>3</sup>. Alves (2005), disse que, por participarem de diversos fenômenos naturais que abrangem formação de nuvens, afetam visibilidade, permutas entre oceano e troposfera, além de eventuais modificações na camada de ozônio, os aerossóis são considerados fortes vetores da poluição e da radioatividade atmosférica. O ozônio, por sua vez, pode ser muito prejudicial em baixas altitudes, a nível urbano, o ozônio é considerado um forte poluente e agravador do aumento de temperatura, vale ainda lembrar que o gás natural também é responsável por emissões de ozônio na atmosfera a nível urbano.

As emissões de NO<sub>x</sub>, por sua vez, acontecem diretamente da combustão, quando o nitrogênio do combustível é liberado como radical livre e forma o NO, o gás também é liberado quando há uso de fertilizantes e também quando é feita a desnitrificação do solo, processo em que o nitrato é reduzido à nitrito, posteriormente à NO, então N<sub>2</sub>O, e finalmente em Nitrogênio. O NO<sub>x</sub> também pode ser formado por fontes naturais mais próximas da troposfera, como tempestades elétricas por causa das mudanças extremas e picos de temperatura máxima e mínima durante a liberação de descargas elétricas. Barua (2019) informa que NO<sub>x</sub> pode regular

---

<sup>3</sup> Aerossóis são classificados em primários e secundários. Para Alves (2005) aerossóis orgânicos primários são emitidos por múltiplas fontes naturais ou antropogênicas, como por exemplo, fogos florestais, erupções vulcânicas, “spray marinho” e também materiais biológicos, os aerossóis orgânicos secundários, por sua vez, são formados a partir de transformações físico-químicas na atmosfera, onde uma das principais fontes é justamente a queima de combustíveis.

sinalização neural e processamento de memória, no entanto, seu excesso pode ser responsável por neurotoxicidade, doenças cardiovasculares, além de ter função crucial no desenvolvimento de doenças do sistema nervoso neural, como Parkinson, Alzheimer, esclerose múltipla, podendo também contribuir com acidente vascular cerebral e outras doenças cerebrovasculares relacionadas. Na relação com o meio ambiente, o NOx afeta diretamente o aumento do efeito estufa, pois, ao reagir com outros gases, pode aumentar a concentração de ozônio no ambiente, podendo ter contribuição para o aquecimento global.

De acordo com Brunetti (2018), as emissões de NOx podem ser medidas através do método que utiliza detectores de absorção de raios infravermelhos não dispersivos (NDIR), que parte do princípio de que moléculas constituídas de gases distintos absorvem energia infravermelha em comprimentos de onda específicos, tendo seu grau de absorção proporcional a concentração do componente presente na amostra mantida a uma pressão constante.

No entanto, pelo fato de sofrerem pela interferência de outros gases presentes nas emissões, as medições veiculares buscam utilizar o método da quimioluminescência para medição de emissões de NOx, esse fenômeno ocorre da emissão de um fóton quando moléculas submetidas a uma excitação eletrônica retornam ao seu estado inicial, neste caso, as moléculas de NO são excitadas e se transformam em NO<sub>2</sub>, emitindo um fóton, e, conseqüentemente, sendo medidas e informando sua concentração. Para que o NO se torne NO<sub>2</sub>, é necessário reagí-lo com ozônio, conforme Equação 4:



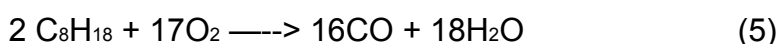
### 2.6.2 CO

De acordo com Giri (2021), CO é um gás inodor e incolor que, por ter grande afinidade com a hemoglobina, pode diminuir a capacidade de transporte de oxigênio no sangue e, conseqüentemente, causar envenenamento por CO, resultando em tontura, enjojo, dores de cabeça e possivelmente morte, em casos extremos.

Sun (2023) assevera que problemas ambientais decorrem principalmente do uso em excesso e descontrolado de recursos naturais, potencialmente causando chuvas ácidas, aquecimento global, degradação ambiental e destruição da camada

de ozônio. Isto comprova que os problemas oriundos das emissões de CO em excesso não são danosos apenas aos seres humanos em nível individual, mas também ao meio ambiente em geral. Nesse sentido, fica comprovado que o monóxido de carbono, emitido principalmente pela queima incompleta de combustíveis fósseis, tem participação essencial nos processos de oxidação fotoquímica, responsáveis pela geração do ozônio troposférico.

A equação 5 apresenta a combustão incompleta da gasolina em casos em que se tem oxigênio insuficiente:



Em sua pesquisa, Giri (2021) comprova que veículos parados no trânsito, seja em congestionamentos ou sinais de trânsito, emitem 45% a 55% CO a mais que veículos em movimento. Números ainda maiores foram observados em casos em que acessórios no veículo estão em funcionamento, como por exemplo, ar-condicionado. Ratificando os danos oriundos das combustões incompletas.

### 2.6.3 HC

Laskowski (2019) informa que os hidrocarbonetos são produtos de uma combustão incompleta, caso semelhante ao CO. Essa combustão incompleta também afeta o consumo e a performance do motor.

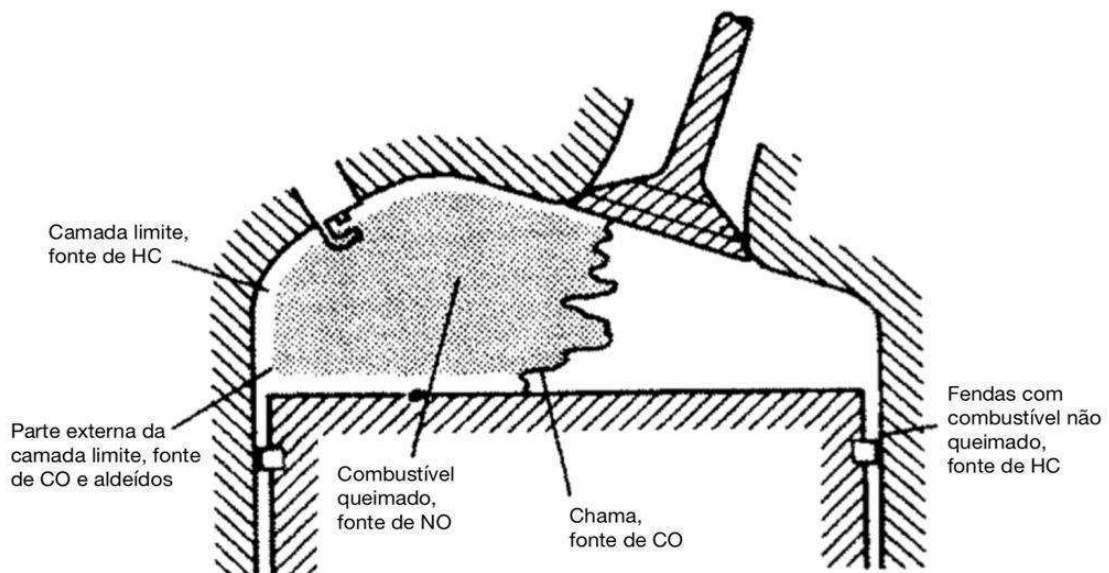
É importante destacar que durante o processo de queima de combustível, especialmente na expansão de hidrocarbonetos parcialmente queimados, parte do HC fica presa às paredes do cilindro e outra parte é eliminada pela exaustão, Hochgreb (1998). O autor ainda afirma que grande parte das emissões de HC são resultantes do contato da mistura ar combustível com superfícies com menor temperatura, o que faz com que parte do HC fique preso no cilindro.

Hidrocarbonetos não queimados podem ser gerados de várias formas, segundo Stone (2004), quatro mecanismos principais estão envolvidos nas emissões de HC nos motores de combustão interna, o primeiro é quando ocorre curto circuito, fazendo com que a mistura ar combustível não queimada saia através da válvula de exaustão, o segundo ocorre quando parte do combustível se acumula em fendas durante a compressão no cilindro, sendo posteriormente liberado durante

a expansão, momento em que a temperatura não é mais suficiente para que ocorra a oxidação completa, o terceiro mecanismo de emissão é a queima parcial, também chamada de falha na ignição, que pode ocorrer por uma combustão muito lenta, atraso na combustão ou por um interrompimento repentino na chama de combustão, o quarto e último se refere à mistura pobre quando há variação na carga, ou seja, variação na aceleração, quando há tendência de erro na mistura ar combustível mesmo em motores por injeção.

A figura 2 apresenta um esquema visual, onde se pode observar a formação de cada elemento emitido de acordo com a queima no motor:

Figura 2 – Fontes de emissão em um motor de ignição por faísca



Fonte: Adaptado de Stone (2004).

## 2.7 Estado da arte em pesquisa de biocombustíveis e emissão de gases e veículos de passeio

Em relação aos estudos e pesquisas envolvendo motores, misturas de combustíveis, desempenho, emissões de gases NO<sub>x</sub>, CO e HC e outros experimentos, foram identificadas pesquisas em engenharia mecânica e outras áreas, diversos trabalhos com metodologia ou com objetivos parecidos, ou ainda que apresentavam elementos semelhantes e distinções que provocaram reflexões e questões para esta pesquisa. Assim, destacam-se, a seguir, alguns desses textos.

Dentre eles, Tian *et al.* (2020), que teve por objetivo estudar características de combustão e emissão de misturas de gasolina com 20% e 10% de, metanol, etanol e butanol, sob diferentes velocidades, cargas e tempo de ignição, concluindo que misturas com álcool, podem aumentar torque de frenagem e taxa de liberação de calor, concluindo ainda que, entre os três aditivos, o metanol se destaca melhor no aumento do torque de frenagem e a taxa de liberação de calor, enquanto o butanol teve os piores resultados. O autor utilizou o software de simulação GT-POWER, no qual simulou o ciclo de trabalho de um motor quatro cilindros de injeção direta, utilizando o método de volume finito para as fases de admissão e exaustão, e o modelo de duas zonas para a combustão dentro do cilindro.

Romero (2021), estudou as perdas mecânicas em um motor por centelha de cilindro único, os testes foram conduzidos em velocidades de rotação que iam de 1500 a 4800 rpm, concluindo que a eficiência do mesmo se encontrava no ponto ótimo com carga total e 2100 rpm, a partir dessa velocidade de rotação, foi observado que a eficiência diminuiu. O motor utilizado nos testes era um Robin EY15 com três cargas diferentes, sendo elas, 25%, 50% e 100%. Entre cada teste, o autor deixava o material desligado por 2 a 3 minutos, até estabilizar a temperatura e velocidade de rotação. Vale destacar que, as margens de erro encontradas por Romero (2021), apresentaram percentual, abaixo de 34.2%, 32.3% e 26.3% para as cargas de 25%, 50% e 100%, em relação à literatura, fato que suscita a necessidade de replicação do estudo para novas avaliações da problemática investigada pelo pesquisador. Destaca-se ainda que nesse caso a experimentação aparece como elemento forte do trabalho que sai do campo da simulação para a prática experimental.

Para Moraes (2018) as simulações e os experimentos apresentam vantagens e desvantagens, porém, sugere que através de ferramentas computacionais, se torna possível descrever processos difíceis de medir experimentalmente, como o processo de combustão, por exemplo.

Por sua vez, Dekraker (2018), descreveu todo o processo para construir mapas de motores utilizando dinamômetro e dados obtidos do veículo, com auxílio de dados em regime permanente e transiente para caracterizar diferentes condições de operação, posteriormente combinando estes dados e criando o mapa do motor compilado no software ALPHA. O autor concluiu que, ao utilizar dados aprimorados da simulação, foi possível verificar e autenticar detalhes operacionais, oferecendo

ainda as diferenças dos resultados esperados em teste e os resultados das condições reais de operação.

Um ponto importante estudado por Baruirana (2021) na pesquisa intitulada “Important Contributions to Reducing Nitrogen Oxide Emissions From Internal Combustion Engines” são as emissões de NO<sub>x</sub> (óxidos de nitrogênio) durante a combustão nos motores de combustão interna. O objetivo geral da pesquisa era apresentar os benefícios de se utilizar um motor de ignição homogênea e compressão. Para operacionalizar o experimento, utilizou-se um monomotor de combustão interna de quatro tempos, com ignição por vela e gasolina como combustível, e simulação numérica, em CHEMKIM-PRO, um programa desenvolvido pela Reaction Design, para representar o motor de ignição homogênea e compressão. Os parâmetros de gasolina utilizados consistiam em: 17% n-heptano (C<sub>7</sub>H<sub>16</sub>), 63% iso-octano (C<sub>8</sub>H<sub>18</sub>), e 20% tolueno (C<sub>6</sub>H<sub>5</sub>CH<sub>3</sub>). Concluiu-se que o nível de emissões pode ser reduzido ao se alterar as condições nas quais a combustão ocorre, como reduzindo a presença de oxigênio, diminuindo a temperatura máxima da chama, fatores que poderão, a longo prazo, diminuir significativamente os efeitos negativos no ecossistema e na saúde geral da população mundial.

De acordo com Penido (1949), pode-se reduzir o nível expelido de NO<sub>x</sub> com um novo processo térmico, isto é, fazer com que uma parte dos gases de descarga já expelidos retornem ao carburador, sendo novamente queimado junto à uma nova mistura, isso acontece porque, por ser um gás rico em oxigênio, uma parte dele será queimada e transformada em gás inerte, diminuindo sua porcentagem na próxima descarga, no entanto, este conceito é antigo e envolvia um componente que já não existe em modelos modernos, o carburador, que foi extinto e substituído pela injeção eletrônica, que hoje é responsável por uma combustão mais completa do combustível.

Lobato (2021) demonstra que no período de pandemia da COVID-19, devido às medidas de restrição e isolamento social, houve um impacto positivo na qualidade do ar no Brasil, entre os meses de janeiro a maio de 2020. Neste período, automóveis flex foram responsáveis por emitir, operando a gasolina, 39.532 toneladas de CO e 1.875 toneladas de NO<sub>x</sub>, ao passo em que haviam emitido 44.665 toneladas de CO e 2.119 toneladas de NO<sub>x</sub> no ano anterior. Um resultado semelhante foi observado com os veículos com motores flex utilizando etanol, a

saber, 21.779 toneladas de CO e 773 toneladas de NOx em 2020, comparadas com 26.220 toneladas de CO e 931 toneladas de NOx em 2019, indicando que o segundo combustível foi menos danoso para a qualidade do ar no país.

Considerando emissões de HC e CO<sub>2</sub> e parâmetros relacionados aos motores, Susilo (2020) assevera que a velocidade do motor e a pressão de admissão se relacionam como uma parábola com concavidade para cima, isto é, nas menores rotações, até 3000 rpm há uma redução na pressão de admissão, e a partir deste ponto, a pressão aumenta de forma mais atenuada.

Arbilla (2021), teve como objetivo implementar e otimizar métodos de amostragem e análise das emissões de hidrocarbonetos no intervalo C2-C3, que conseqüentemente, na presença de raios solares e outros poluentes, podem vir a se tornar NOx. Para alcançar tal objetivo, a autora utilizou dois veículos que respeitavam as fases L4<sup>4</sup> e L6<sup>5</sup> da PROCONVE, fazendo uso também de etanol (E100) como combustível para a pesquisa. Toda a bateria de testes consistia em quatro fases, sendo elas: fase transiente à partida fria, fase estável, absorção quente (pausa de 10 minutos) e fase transiente à partida quente, as emissões eram captadas por um sistema que diluía os gases emitidos e os enviava para um analisador CVS 7200, HORIBA, capaz de recolher amostras a volume constante e emissões em massa. À guisa de conclusão, a autora pôde reafirmar que a contribuição do etanol na emissão de hidrocarbonetos C4-C12 foi desprezível, considerando ainda a emissão de C3 bem abaixo do limite permitido pela lei, concluindo-se ainda que o veículo dentro das normas L4 foi responsável emissões 7.4 vezes mais altas que a do veículo L6. No entanto, a autora deixou de fora do escopo do trabalho as emissões de monóxido de carbono.

Portanto, ao se analisar os trabalhos citados anteriormente, percebe-se que existem aproximações, semelhanças e diferenças entre tais pesquisas e a pesquisa apresentada neste trabalho. Dentre as semelhanças pode-se destacar a utilização de software de simulação computacional, o qual permite a coleta de dados que se aproximam de situações de operação real que poderiam ser de alto custo financeiro

---

<sup>4</sup> Resolução Conama nº 18, de 6 de maio de 1986, dispõe sobre a criação do Programa de controle de poluição do ar por veículos automotores – Proconve. A Lei 8.723, de 28 de outubro de 1993, dispõe sobre a redução de emissão de poluentes por veículos automotores e dá outras providências.

<sup>5</sup> Resolução CONAMA nº 415 de 24/09/2009. Dispõe sobre nova fase (PROCONVE L6) de exigências do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores-PROCONVE para veículos automotores leves novos de uso rodoviário e dá outras providências.



e demoradas. Ademais, também foi usado motor por centelha, por Romero e Dekraker (2021), juntamente com diferentes combustíveis também estudados por Tian et al (2020), que são os combustíveis utilizados neste trabalho, a saber, gasolina e etanol, permitindo caracterizar dados de combustão e das relações de compressão para cada caso obtido em experimento, possibilitando a identificação da melhor relação de compressão ( $r_c$  ótima). O estudo das emissões também se mostra relevante, pois será responsável por mais um indicador comparativo que irá mostrar se há superioridade do etanol sobre a gasolina em relação ao nível de poluentes emitidos durante a combustão.

## 2.8 Fundamentos Termodinâmicos

Os fluídos atuantes em motores de combustão interna, como por exemplo, oxigênio, nitrogênio, água, dentre outros, podem ser considerados gases ideais (HEYWOOD, 1988), significando que estes irão respeitar lei apresentada na Equação 6:

$$PV = mRT \quad (6)$$

onde:

P: Pressão em Pascal (pa)

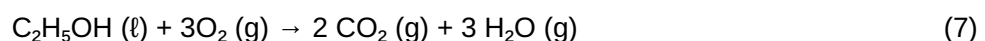
V: Volume em metro cúbico ( $m^3$ )

m: Massa do gás em quilograma (Kg)

T: Temperatura em escala Kelvin (K)

R: Constante universal dos gases em J/mol.K

A estequiometria da combustão vai depender de fatores como composição dos reagentes e da composição do produto que será gerado ao fim do processo. A combustão do etanol pode ser descrita de forma simplificada conforme Equação 7:



Embora NO (óxido nítrico) e NO<sub>2</sub> (dióxido de nitrogênio) sejam tipicamente

citados como NO<sub>x</sub>, é importante que se entenda como se dá a formação de cada um desses produtos da combustão.

O NO é produzido dentro do cilindro do motor, tendo sua principal fonte de formação a oxidação do nitrogênio atmosférico, a quantidade de nitrogênio presente na combustão pode ser potencializada, caso o combustível seja rico em nitrogênio, o que vai aumentar a produção de NO.

Estes conceitos também podem ser relacionados à primeira lei da termodinâmica, que relaciona entalpia (mudança na energia interna) à transferência de calor e trabalho.

A combustão pode ser completa, onde todos os átomos de carbono serão oxidados, significando que será formado CO<sub>2</sub> (dióxido de carbono) e H<sub>2</sub>O (água), enquanto na combustão incompleta não haverá quantidade de oxigênio completa para queimar todo o combustível, inferindo na formação de CO (monóxido de carbono).

Em combustões mais simples, a quantidade de emissões geradas por combustão incompleta é pequena, no entanto, em combustões com combustíveis mais ricos, as emissões por combustão incompleta serão substancialmente maiores, pois normalmente não haverá combustível suficiente para a queima completa. Como parte da energia química do combustível não é liberada no interior do motor, é interessante que se defina e calcule a eficiência de combustão, para isso, considera-se, conforme os conceitos da termodinâmica, que o motor seja um sistema aberto que pode trocar calor e trabalho com o seu exterior, combustível e ar são os fluidos que transitam no sistema e gases de exaustão são os produtos expelidos pelo sistema.

Isso pode ser descrito conforme a Equação 8, onde  $\eta$  é a eficiência,  $T_a$  é a temperatura ambiente,  $H_r$  e  $H_p$  são as entalpias envolvidas no processo e  $mf \cdot Q_{hv}$  é a quantidade de energia, que pode ser liberada para combustão, fornecida ao volume de controle.

$$\eta_c = \frac{H_r(T_a) - H_p(T_a)}{mf Q_{hv}} \quad (8)$$

Por sua vez, o processo de descarga, de acordo com Brunetti (2018), pode ser separado em duas fases, na primeira acontece a liberação dos gases de

combustão, que se expandem para o coletor de descarga, já na segunda o pistão expulsa os gases queimados através do seu movimento. Estes gases que escapam do cilindro sofrem uma expansão livre e irreversível, sendo assim aplicada a Equação 9, que segue:

$$U + \int P. dV = U_2 + p_2.V_2 \quad (9)$$

Onde  $U$  é a energia a uma temperatura  $T$ ,  $\int p. dv$  é o trabalho realizado sobre qualquer pequena porção de gases, e  $U_2$  e  $p_2.v_2$  serão respectivamente a energia e o trabalho empurrando os gases ao longo do coletor de descarga.

Também é possível calcular a temperatura dos gases descarregados no coletor utilizando a Equação 10:

$$\int_0^V dV = \frac{R}{p} \int_0^n T. dn \quad (10)$$

## 2.9 Método dos volumes finitos

Em seu livro, Ferziger (2020) usa as equações de conservação na forma de integral como seu ponto de partida. Dessa forma, a solução para um problema será subdividida em um número finito de volumes de controle, na sequência, as equações serão aplicadas a cada um destes volumes.

No centróide de cada volume de controle existe um nó computacional que servirá como base para o cálculo das variáveis, sendo assim utilizada interpolação, integrais de superfície e de volume aproximadas para, por fim, serem obtidas as equações algébricas para cada volume de controle.

Neves (2013) chamou esse procedimento de discretização do domínio da simulação, informando ainda que os elementos podem ter diversas formas geométricas, no entanto, as mais usuais são triangulares e tetraédricas.

O processo de integração que aplica limites do domínio da região simulada em cada equação de governo pode ser descrito conforme a Equação 12:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{y=0}^H \int_{x=0}^l \rho c \frac{dT}{dt} dx dy = \int_t^{t+\Delta t} \int_{y=0}^H \int_{x=0}^l \left[ \frac{d}{dx} \left( k \frac{dT}{dx} \right) + \frac{d}{dy} \left( k \frac{dT}{dy} \right) + S \right] dx dy \quad (11)$$

Onde, neste caso, os limites utilizados nos integradores do domínio espacial  $x=0$  até  $x=L$  e  $y=0$  e  $y=H$ , referem-se a uma geometria retangular com dimensões  $L \times H$ .

Considerando o balanço de transporte de massa para um fluido incompressível em estado estacionário, sua lei de conservação pode ser descrita conforme a equação 12:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot pv = 0 \quad (12)$$

Onde  $p$  é a densidade e  $v$  é a velocidade vetorial. Dessa forma, seguindo a idéia básica do método dos volumes finitos, a equação 12 será utilizada para um pequeno volume de controle definido na malha, resultando na equação 13:

$$\int_{V_i} \frac{\partial p}{\partial t} dV + \int_{V_i} \nabla \cdot pv dV = 0 \quad (13)$$

Portanto, ao resolver a equação 11, alcança-se então a Equação 14 discretizada que avalia nossa variável em todo o domínio a ser examinado.

$$a_{pTp} = a_{wTw} + a_{ETE} + a_{STS} + a_{NTN} + b \quad (14)$$

Como resultado da discretização, é obtido um sistema linear de equações algébricas, segundo Geraldo (2016)

No entanto, segundo o autor, a desvantagem do método fica aparente quando é necessário que se desenvolva modelos 3D de segunda ordem, já que se faz necessário três abordagens na aproximação: interpolação, diferenciação e integração.

Turns (2013), informa que embora muitos avanços foram alcançados nas últimas décadas, ainda existe certa dificuldade no momento de prever detalhes de

combustão e escoamentos complexos, o que reforça a necessidade de uma boa malha, já que esses problemas podem facilmente sobrecarregar computadores menos potentes.

### **2.10 Abordagem para o modelo de turbulência**

Amsden (1997) menciona que a análise computacional fluidodinâmica (CFD) tornou-se uma ferramenta muito importante para projetar e entender sistemas de combustão, comprovando-se que modelos multidimensionais diminuem a necessidade de experimentos físicos, conseqüentemente evitando desperdícios. Ao passo em que Mrope (2021) disse que a utilização de softwares CFD aumentou muito nos últimos anos, pois economiza tempo na fase de projeto, além de ser capaz de realizar inúmeras simulações em diferentes situações, em função do espaço e do tempo, sem a necessidade de testes experimentais.

Em simulações CFD, várias abordagens podem ser utilizadas para criar modelos de turbulência, Herr (2023) disse que dois métodos muito utilizados nesses casos são os de simulações de grandes vórtices (LES) e o de equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (RANs), onde o primeiro é mais utilizado em ambientes. Ye (2021) mostrou que as equações de RANs oferecem a abordagem mais econômica no estudo de turbulências complexas.

A turbulência tem um papel muito importante no funcionamento de motores de combustão interna, segundo MacDolnald (2021), é um parâmetro crítico na sua análise operacional, pois irá influenciar na mistura de ar combustível, taxa de queima, transferência de calor e combustão em geral. De forma semelhante, Jiang (2017) informou que o modelo de turbulência escolhido afetará a precisão da simulação numérica, especialmente em fluxos reativos, este autor apresentou 6 modelos de turbulência RANs, concluindo que dados como velocidade de queima e condições de operação variam de acordo com o modelo escolhido.

### 2.10.1 Abordagem matemática

Baker (2019) explica que as equações Navier Stokes utilizam uma média de tempo, conseqüentemente eliminando a derivada em função do tempo. Exemplos típicos da abordagem computacional RANs são os modelos  $k-\varepsilon$  ou  $k-\omega$ , os dois possibilitam simplificar o problema para a solução de duas equações de transporte adicionais e introduzem uma viscosidade turbulenta para calcular as tensões de Reynolds (YE, 2021).

Apresenta-se então, segundo Ramoul *et al.* (2019), as Equações 15 e 16, que mostram o modelo que representa equações governantes para fluxo de fluidos incompressíveis segundo a abordagem Reynolds são:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x} = 0 \quad (15)$$

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + u'j \frac{\partial u'i}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + S_i \quad (16)$$

Onde  $u_i$  e  $u'i$  são o valor médio e o valor variante da componente de velocidade  $u$  na direção  $x_i$ ,  $p$  é a pressão média em pascal,  $\rho$  é a densidade em  $\text{kg/m}^3$ ,  $\nu$  é a viscosidade cinemática em  $\text{m}^2/\text{s}$ .

No modelo  $k-\varepsilon$ , utiliza-se o fenômeno da cascata de energia, relacionando-o com  $\varepsilon$ , sendo este a dissipação da energia cinética turbulenta. Segundo Ramoul (2019), as diferenças entre os três principais modelos  $k-\varepsilon$  se referem ao método de calcular a viscosidade turbulenta, os números de Prandtl governando a difusão turbulenta e a geração e destruição de energia na equação  $\varepsilon$ . O autor classificou-o de três formas, sendo eles:  $k-\varepsilon$  padrão,  $k-\varepsilon$  realizável e RNG  $k-\varepsilon$  para turbulência, que serão apresentadas a seguir.

### 2.10.1.1 Modelo $k$ - $\varepsilon$ padrão

Esta abordagem é largamente utilizada em CFD, por causa de sua robustez e economia, ao passo em que alcança resultados satisfatórios.

Neste caso, o fluxo é completamente turbulento, portanto, não se pode desconsiderar os efeitos da viscosidade molecular, portanto, este modelo é válido apenas para fluxos completamente turbulentos.

A energia cinética turbulenta pode ser obtida pela Equação de transporte, apresentada na Equação 17:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial x_j} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + Gk + Gb - Ym - \rho\varepsilon \quad (17)$$

A taxa de dissipação turbulenta  $\varepsilon$  é obtida conforme Equação 18:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C1\varepsilon \frac{\varepsilon}{k} (Gk + C3\varepsilon Gb) - C2\varepsilon \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - S\varepsilon \quad (18)$$

Onde  $Gk$  é a geração de energia cinética turbulenta oriunda da velocidade média do gradiente de velocidade e  $Gb$  representa a geração de energia cinética devido às flutuabilidades no sistema.

A viscosidade turbulenta de vórtice se relaciona a energia cinética e sua taxa de dissipação conforme a Equação 19:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (19)$$

Os valores das constantes neste modelo são apresentados na Tabela 6:

Tabela 6 – Constantes do modelo  $k-\varepsilon$  padrão

$\sigma_k$	1.0
$\sigma_\varepsilon$	1.3
$C_{1\varepsilon}$	1.44
$C_{2\varepsilon}$	1.92
$C_\mu$	0.09

Fonte: Adaptado de Ramoul (2019).

Estes valores foram encontrados e definidos após numerosas iterações de dados adequados para uma ampla gama de fluxos turbulentos, essas constantes foram apresentadas por Lauder et al. (1975) e Ramoul (2019).

### 2.10.1.2 Modelo $k-\varepsilon$ realizável

Por ser tratado como um modelo padrão melhorado, pode-se destacar duas diferenças principais em relação ao primeiro modelo, a saber, uma nova formulação na viscosidade turbulenta e uma nova equação para taxa de dissipação para  $\varepsilon$ , Ramoul (2019). O modelo  $k-\varepsilon$  realizável demonstra uma capacidade superior para calcular fluxos em estruturas complexas, a Equação 20 apresenta o funcionamento deste modelo:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S \varepsilon - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G b + S \varepsilon \quad (20)$$

Neste caso, o valor de  $C_\mu$  deixa de ser constante e se torna uma função das taxas de rotação.

Os valores das constantes são apresentados na Tabela 7:



Tabela 7 – Constantes do modelo  $k$ - $\varepsilon$  realizável

$\sigma_k$	1.0
$\sigma_e$	1.2
$C1\varepsilon$	1.44
$C2$	1.9

Fonte: Adaptado de Ramoul (2019).

### 2.10.1.3 Modelo RNG $k$ - $\varepsilon$ para turbulência

Por ser derivado das equações instantâneas de Navier-Stokes, este modelo utiliza grupo de renormalização, em relação aos apresentados anteriormente, este método possui um termo  $\varepsilon$  adicional, que resulta em uma melhora significativa na precisão para fluxos rapidamente tensos, ao passo em que fornece uma equação analítica para o número de Prandtl.

A Equação 21 apresenta o modelo de transporte deste método:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} [\alpha\varepsilon\mu_{eff} \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}] + C1\varepsilon\frac{\varepsilon}{k} (Gk + C3\varepsilon Gb) - C2\rho\frac{\varepsilon^2}{k} - Re + Se \quad (21)$$

Existe ainda um procedimento que define a efetividade viscosa, sendo regido pela Equação 22:

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon}\mu}\right) = 1.72 \frac{v}{\sqrt{v-1+Cv}} dv \quad (22)$$

Onde  $v = \mu_{eff}/\mu$  e  $Cv$  é uma constante com valor aproximado igual a 100

Os valores das constantes são apresentados na Tabela 8:

Tabela 8 – Constantes do modelo RNG  $k$ - $\varepsilon$  para turbulência

$C_{\mu}$	0.0845
$\sigma_e$	0.719
$C_{1\varepsilon}$	1.42
$C_{2\varepsilon}$	1.68

Fonte: Adaptado de Ramoul (2016).

### **3 MATERIAIS E MÉTODOS**

A seção Materiais e Métodos deste trabalho descreve as técnicas, processos e condições que foram utilizadas em seu estudo para alcançar os objetivos nele propostos. Para tanto, destaca-se que foi realizada uma pesquisa exploratória, sendo feita ainda uma revisão bibliográfica para ajustes na finalização da pesquisa e na metodologia de simulação, com estudos na área de motores de combustão interna, mecânica dos fluidos, KIVA 3VR-2 juntamente com suas interfaces auxiliares e, por fim, o método dos volumes finitos. Ademais, este trabalho configura-se, ainda, como descritivo, pois apresenta o fenômeno e analisa e descreve os dados, que envolvem o objeto de estudo, a saber, motores de combustão interna e suas emissões.

Como meio de consecução de dados, este trabalho utilizou o software KIVA 3VR-2, contudo, houve primeiramente a realização de testes práticos na Universidade Federal do Ceará, de onde foram retirados os parâmetros experimentais do motor em estudo, para que posteriormente os dados simulados fossem validados.

#### **3.1 Combustíveis utilizados**

Foi considerado que a carga de etanol hidratado (96% p/p) estava completamente homogênea e em condições estequiométricas equivalentes durante o fechamento da válvula de admissão, para propósitos de simulação. O n-heptano foi utilizado para simular a gasolina, pois este exige menor esforço computacional, ao passo em que oferece resultados muito satisfatórios e próximos aos que seriam obtidos com o combustível fóssil.

#### **3.2 O motor e suas características**

O motor de combustão interna utilizado neste trabalho foi o motor modelo Renault D4D de 4 cilindros e injeção de porta (indireta).

Esse motor possui potência de 77 cavalos a etanol e 76 a gasolina, atingindo um torque máximo de frenagem de 10,2 kgf.m a etanol e 10 kgf.m a gasolina a 4.350 rpm. Com uma taxa de compressão de 10:1, possui sistema de partida a frio com

tanquinho, e, no caso de uso com gasolina, tem a dosagem da mistura ar/combustível controlada por uma eletroválvula.

Suas características estão descritas na tabela 9:

Tabela 9 – Especificações do Motor

<b>Configuração</b>	D4D, quatro cilindros em linha 16 válvulas
<b>Câmara de combustão</b>	Cobertura com faísca central
<b>Deslocamento</b>	999 cm <sup>3</sup>
<b>Diâmetro x curso</b>	69 mm x 66,8 mm
<b>Razão de compressão</b>	10:1
<b>Ângulo de abertura da válvula de admissão</b>	145 °BTDC (antes do ponto morto superior)
<b>Ângulo de abertura da válvula de exaustão</b>	155 °ATDC (depois do ponto morto superior)
<b>Potência máxima de frenagem (ISO/ABNT)</b>	76 cv @ 6.000 rpm
<b>Torque máximo de frenagem</b>	9,7 kgf.m @ 4.250 rpm
<b>Entrega de combustível</b>	Injeção de combustível de porta sequencial multiponto

FONTE: O autor (2023).

### 3.3 Regime turbulento

Os fenômenos turbulentos dentro da câmara de combustão foram modelados utilizando-se a metodologia de viscosidade turbulenta e utilizando os modelo de média RANS, aplicando o modelo de grupos renormalizados (RNG). O modelo mais indicado na literatura para descrição do fenômeno é o k-ε RNG visto este ser, conforme Latif (2022), capaz de utilizar menores números de Reynolds que o modelo padrão e apresentar melhores resultados em convecção mista e jatos impactantes..

Os dados do fluxo turbulento inicial foram estimados em conformidade com Achut (2001).

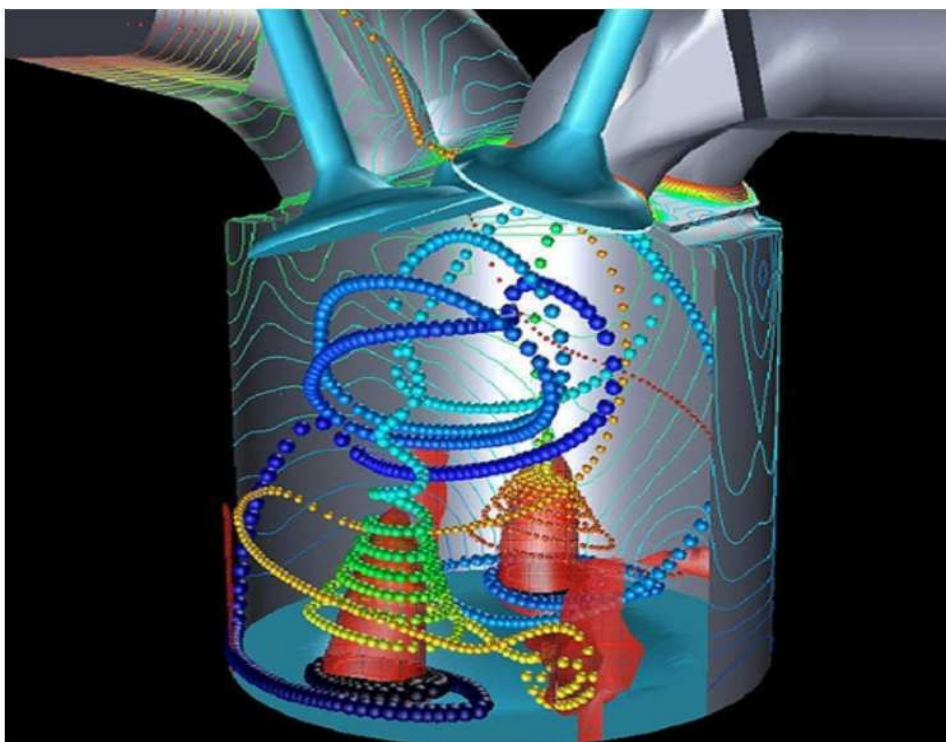
### 3.4 Software envolvido no projeto

O software utilizado na simulação deste trabalho de pesquisa foi o Kiva 3VR-2, desenvolvido pelo Los Alamos Laboratório Nacional (LALN). O software prediz complexos fluxos de ar e combustível como ignição, processos de formação de poluentes e combustão em motores. O KIVA é usado, então, para a compreensão dos processos de combustão química, tais como: auto-ignição de combustíveis; otimização do funcionamento de máquinas e motores na perspectiva de melhor desempenho e redução de poluição.

O KIVA 3VR-2 consiste em uma versão das várias lançadas ao longo dos anos, sendo elas: KIVA, KIVA II, KIVA-3, KIVA 3VR-2 e KIVA-4. Lançado em 1993, o KIVA-3 foi desenvolvido com a atualização para estudo e simulação de motores de combustão interna, incluindo até mesmo os motores de dois tempos. Posteriormente, o KIVA-3V foi lançado, mantendo todas as funcionalidades das versões anteriores, adicionando modelos de válvulas de alimentação e exaustão, podendo também ser aplicado em qualquer situação de motores de dois e quatro tempos, e até mesmo em uma combinação dos dois. Adicionalmente, o software é atrativo para simulações que envolvam geometrias complexas, reações químicas e diferentes números de válvulas.

Com o lançamento da sua atualização, ou KIVA 3VR2, foram adicionadas novas funções e subrotinas, como a possibilidade de monitorar as fases líquidas e gasosas dos fluidos, dados de balanço de energia e emissões, um potente simulador gráfico, além de formas de injeção de combustível mais complexas, podendo simular mais de uma injeção e injeções simultâneas.

Figura 3 – Simulação de um motor experimental de 4 válvulas com KIVA.



FONTE: [lanl.gov](http://lanl.gov). Disponível em: <https://www.lanl.gov/projects/feynman-center/deploying-innovation/intellectual-property/software-tools/kiva/index.php>. Acesso em: 07/06/2022.

A Figura 3 apresenta o gráfico de bico de pulverização, que, segundo Liu (2020) é um parâmetro importante no estudo da combustão, pois determina diretamente a área de contato entre combustível e ar, conseqüentemente afetando a qualidade da mistura e a combustão em si.

O software em estudo utilizou arquivos de entrada (input) onde foram inseridos os dados referentes a análise completa da malha, o itape5 é o arquivo onde se especificam as variáveis referentes a todo o processo, nele são definidos parâmetros importantes para a simulação, podendo-se destacar ângulo inicial, distância do PMI ao PMS, taxa de compressão, tamanho da biela, dimensão da malha (2D ou 3D), ângulo ou tempo de encerramento da análise, e forma de circulação do ar dentro do cilindro. O arquivo itape17 é lido por uma subrotina do KIVA 3VR-2, sendo o responsável por apresentar a malha de simulação do projeto.

Os mapas de performance e emissões gasosas foram simulados em uma versão modificada do Kiva 3VR-2 CFD, que inclui várias sub-rotinas dedicadas à simulações de combustão em motores. A operação em ciclo fechado simulou que o

fechamento da válvula de admissão ocorria antes do ponto morto superior, enquanto o fechamento da válvula de exaustão ocorria após o ponto morto superior, onde os valores de fricção e perdas de carga por bombeamento foram estimados de acordo com Sandoval (2003).

O KIVA realiza a discretização tanto no espaço, como no tempo.

### 3.4.1 Condições definidas no itape5

A Tabela 10 mostra os valores inseridos no arquivo itape5, onde foram definidas as condições iniciais para a simulação no ambiente KIVA 3VR-2, ressalta-se que dois arquivos base foram utilizados, sendo um deles referente à simulação com etanol e outro para simulação com gasolina, onde suas principais diferenças foram no combustível e também no atraso da ignição, onde foi considerado um atraso de 4° nas simulações com gasolina, para maior fidelidade ao funcionamento real de um motor, pois a combustão com etanol necessita de 2,5 vezes mais combustível para mudar de fase se comparado à uma mesma massa de gasolina.

No caso da gotícula, o KIVA utiliza uma distribuição qui-quadrado, conforme equação 21:

$$f(r) = \frac{1}{r'} e^{(-r/r')} \quad (21)$$

Onde  $r'$  é o raio médio numérico da gotícula, cujo valor foi definido no parâmetro SMR do itape5 no KIVA, sendo este de  $5 \times 10^{-5}$  cm. Este método de distribuição simula que as gotas trocam maiores quantidade de massa, momento e energia com o gás. Posteriormente, é calculada a frequência de colisão entre gotículas maiores e menores, utilizando uma distribuição de Poisson, conforme equação 21:

$$v = \frac{Nn}{V_{ijk}} \pi(r_1-r_2)^2 (v_1-v_2) \quad (21)$$

Tabela 10 – Condições iniciais inseridas no itape5

<b>Ângulo inicial</b>	-157,00
<b>Distância do PMI ao PMS</b>	8,40
<b>Tamanho da biela</b>	15,00
<b>Malha</b>	2D
<b>Ângulo de início da ignição</b>	-16°
<b>Duração da faísca</b>	9,6° (em termos de ângulo da manivela)
<b>Ângulo de início da injeção da gotícula</b>	252° (em termos de ângulo da manivela)

Fonte: O autor (2023).

### 3.5 Interface CHEMKIN 2

Detalhes relacionados à cinética química foram considerados através de uma interface CHEMKIN 2. Esta é uma poderosa biblioteca capaz de calcular as taxas de progresso das reações, podendo prever a evolução temporal de concentrações de espécies químicas e temperaturas em sistemas reativos. A interface também foi responsável por fornecer os dados de fluxo do regime para os cálculos em CFD, sendo amplamente utilizada em pesquisa acadêmica para que se possa entender melhor os processos químicos e cinéticos, sendo também utilizado na indústria para otimizar design de motores, processos de combustão e, conseqüentemente, auxiliar na redução de emissões.

A interface CHEMKIN utilizou uma arquitetura híbrida baseada em MPI e OpenMP para acelerar o cálculo da combustão Rabenseifner (2009).

Um software denominado VODE (Variable-Coefficient ODE Solver) foi utilizado para resolver equações diferenciais ordinárias também foi utilizado para resolver as várias equações obtidas. Um mecanismo base com 66 reações e 31 espécies foi empregado para a combustão do etanol Merino (2018), enquanto a formação de óxidos nitrosos foi considerada através de um mecanismo estendido de Zeldovich, de acordo com Hiroyasu. A utilização deste mecanismo está fundamentada no fato de haver uma redução do tempo computacional em 74% nas reações e 93% nas espécies, ao passo em que oferece previsões precisas nas reações de combustão que envolvem chama e propriedades globais do etanol, como energia de ativação e propagação da chama.



### 3.6 A malha utilizada

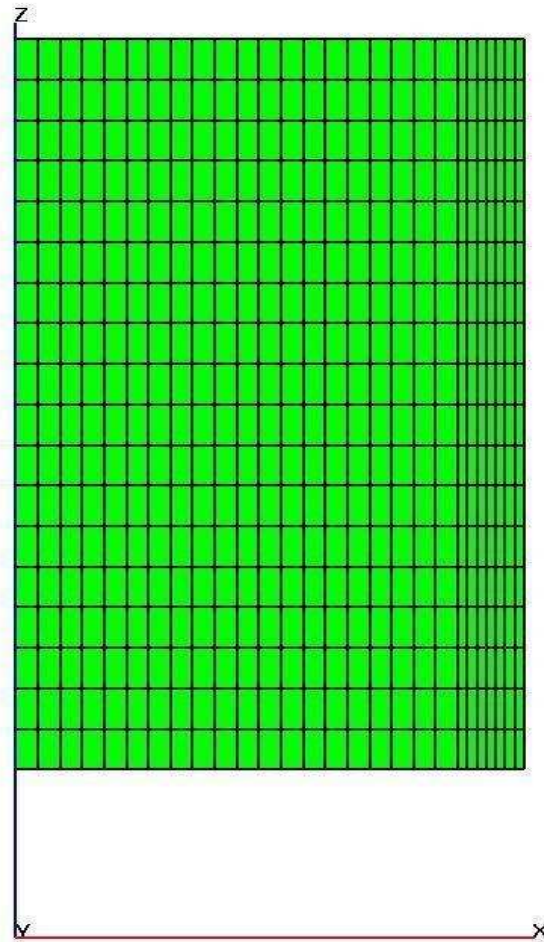
A interação entre o regime turbulento e as reações químicas foram solucionadas com o modelo reator parcialmente agitado (Modelo PaSR). Este considera a reação de combustão como uma sequência de processos de reação e mistura em regiões uniformes, o que permite uma descrição mais abrangente nas interações entre o regime turbulento e reações químicas (LI, 2018). O modelo PaSR é largamente utilizado em simulações em grandes escalas, e também nos casos em que se utiliza o método RANs, sendo capaz de apresentar resultados promissores na modelagem da interação turbulência-química nos casos descritos.

Neste trabalho, o modelo PaSR foi baseado em um algoritmo genético para definir as constantes de combustão.

A câmara de combustão do cabeçote foi simulada em uma malha 2d com tamanho de 1.4 mm, conforme Figura 4. Como descrito por Shirvani *et al.* (2020), um maior refinamento na malha de simulação é capaz de prover um melhor equilíbrio entre precisão e o tempo computacional levado para simular uma reação química complexa em um motor tridimensional. Além disso, o maior detalhamento da malha foi aplicado também na região crítica do centelhador e para o volume da fenda, uma conhecida fonte de hidrocarbonetos não queimados, adotando uma rede com tamanho de 0,25 mm, conforme Senecal (2012).

A figura 4 apresenta a malha utilizada para simular as reações no KIVA.

Figura 4 – Malha 2d utilizada na simulação



Fonte: O autor (2022).

### 3.7 Parâmetros analisados

Os parâmetros resultados pela análise do algoritmo itape5 pelo KIVA 3VR-2, foram: 1. MAP (Pressão Absoluta do Coletor - Manifold Absolute Pressure), 2. Fuel (Combustível consumido por ciclo), sfc (Consumo Específico - Specific Fuel Consumption), Pb (Potência de frenagem), Tb (Torque de frenagem), Tex (Temperatura), NOx (Emissão de NOx), HC (Emissão de Hidrocarbonetos), CO (Emissão de Monóxido de Carbono), SNOx (Emissão específica de NOx), SHC (Emissão específica de Hidrocarbonetos), SCO (Emissão específica de Monóxido de Carbono).

A pressão absoluta de coletor indica a pressão durante a admissão no cilindro, sendo importante para o cálculo de outros parâmetros que envolvem o motor, como a massa de ar admitida e o cálculo de avanço do ponto de ignição.

O consumo específico pode ser definido como a quantidade de combustível consumida pelo motor para cada unidade de potência de saída.

A potência de frenagem é um importante parâmetro na análise e estudo de motores de combustão interna, sendo esta a potência gerada no eixo de manivelas do motor após reduções devido às irreversibilidades. Assim, foram os elementos apresentados nesse capítulo que foram usados para viabilidade técnica e metodológica dessa pesquisa.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentadas as análises da performance mecânica de um motor Renault D4D de 4 cilindros, utilizando Etanol Hidratado (concentração 96% p/p) e gasolina.

Os resultados das simulações de performance do motor foram destacados a partir dos parâmetros da velocidade de rotação e carga, sendo estas de 1000 rpm a 6000 rpm e 100% a 20%, respectivamente.

### 4.1 Validação dos dados

#### 4.1.1 Validação dos dados com etanol

Em relação aos pontos validados a plena carga, conforme as características especificadas pela fabricante, a saber, torque de frenagem a 4250 rpm e potência de frenagem a 6000 rpm, o modelo foi capaz de reproduzir os valores máximos de torque de frenagem e potência com precisão de 0,65% e 0,35%, respectivamente, validando os resultados conforme apresentado na Tabela 11:

Tabela 11 – Validação dos pontos notáveis com etanol

Pontos Notáveis (Máximo de Frenagem)			Erro
EXPERIMENTAL	KIVA 3VR-2	Rotação	
Tb 95,12 Nm	Tb 94,50 Nm	4250 rpm	0,65%
Pb 55,90 kW	Pb 55,70 kW	6000 rpm	0,36%

Fonte: O autor (2022).

Uma comparação entre os dados de pressão interna do cilindro experimental e da previsão do modelo deste trabalho é apresentada na Tabela 12. Os testes experimentais foram realizados na Universidade Federal do Ceará, incluindo a aquisição dos dados experimentais de pressão interna do cilindro e dados de performance do motor, estes valores auxiliaram na reprodução das curvas de pressão nos cilindros, validando os modelos numéricos para etanol, conforme tabela 12:

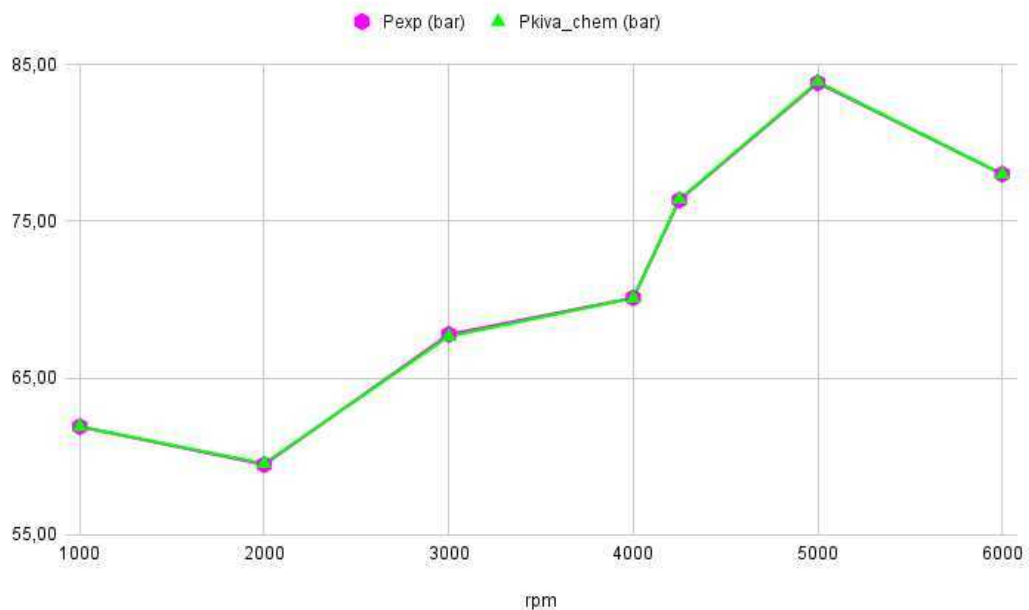
Tabela 12 – Validação Pressão de Pico (Exp x Simulação)

rpm	Pexp (bar)	Pkiva_chem (bar)	Erro
1000	61,91	61,90	0,01%
2000	59,48	59,55	-0,12%
3000	67,79	67,66	0,19%
4000	70,12	70,10	0,03%
4250	76,35	76,40	-0,07%
5000	83,83	83,90	-0,08%
6000	78,01	78,00	0,01%

Fonte: o autor, 2022

Os dados da Tabela 12, foram então compilados no Gráfico 1, onde fica comprovado que os dados obtidos pelo KIVA foram fiéis aos experimentais com dinamômetro em testes reais.

Gráfico 1 – Curvas de validação de pressão



Fonte: o autor (2023).

Os dados obtidos foram, então, muito precisos se comparados aos dados reais, com diferença quase desprezível. O que fica claro pela sobreposição entre as linhas geradas, indicando um nível excelente de confiabilidade nas simulações.

### 4.1.2 Validação dos dados com gasolina

Nos casos envolvendo gasolina, houve validação para os pontos notáveis de torque e potência de frenagem, conforme apresentado na Tabela 13:

Tabela 13 – Validação dos pontos notáveis com gasolina em plena carga

Pontos Notáveis (Máximo de Frenagem)			Erro
experimental	KIVA 3VR-2	Rotação	
Tb 91,20 Nm	Tb 88,90 Nm	4250 rpm	2,52%
Pb 56,60 kW	Pb 56,50 Nm	6000 rpm	0,18%

Fonte: O autor (2023).

Neste caso, é possível ver que, em comparação aos testes com etanol, houve um erro maior no toque de frenagem, chegando a 2,52%, enquanto para a potência houve maior precisão no valor obtido na simulação, a saber, 56,50 Nm, chegando à um erro de 0,18%, validando assim os dados obtidos com o KIVA.

## 4.2 Etanol Hidratado

### 4.2.1 100% de Carga

Na Tabela 14 que segue, apresentam-se os dados obtidos na simulação KIVA 3V, utilizando-se o combustível etanol hidratado (100%), destacando-se os pontos principais, como, pressão interna (MAP), consumo por ciclo (Fuel), consumo específico (SFC), potência (Pb), torque (Tb), temperatura (Tex) e os respectivos dados de emissões de NOx, CO e HC.

Tabela 14 – Dados de simulação etanol com carga 100%

ALPHA = 100% (WOT)							
Parâmetro	RPM						
	1000	2000	3000	4000	4250	5000	6000
Pressão de admissão (bar)	0,75	0,78	0,89	0,92	0,97	0,99	0,95
Consumo por ciclo (g/ciclo)	0,0374	0,0316	0,0337	0,0362	0,0395	0,0456	0,0618
sfc (g/kWh)	709,30	489,80	448,93	462,89	477,88	566,69	800,33
Pb (kW)	6,34	15,50	27,10	37,50	42,10	48,10	55,70
Tb (Nm)	60,55	74,05	86,10	89,60	94,50	91,90	88,70
Tex (K)	511,50	567,50	580,00	575,00	575,00	558,00	568,00
NOx (PPM)	3 554,09	2 546,61	2 750,81	4 194,07	4 493,31	6 555,16	9 064,74
HC (PPM_THC)	1 080,53	897,58	745,33	738,16	765,34	931,36	1 277,01
CO (PPM)	5 035,42	3 910,60	3 102,91	3 019,73	3 150,61	3 772,56	5 241,58
sNOx (g/kWh)	15,37	9,33	9,90	14,92	16,09	24,48	32,97
sHC (g/kWh)	2,512	1,767	1,439	1,415	1,475	1,869	2,501
sCO (g/kWh)	15,592	12,099	8,876	7,989	7,700	8,300	8,333

Fonte: O autor (2022).

Na Tabela 14 é possível verificar os dados obtidos com plena carga (WOT = 100%). Neste teste foi possível observar maiores consumos específicos na simulação com a rotação mínima e na rotação máxima do eixo do motor (1000 e 6000 RPM, respectivamente), a pressão absoluta interna, como esperado, aumentou de acordo com o aumento na velocidade. No entanto, o combustível consumido por ciclo teve valores iniciais menores, como observado nos pontos de 1000 a 4000 RPM, e, após este ponto, teve um aumento bem mais expressivo, a variação percentual do menor ao maior valor obtido neste ponto foi de 95,56%, enquanto a variação do consumo por específico foi de 78,27%, este comportamento foi semelhante a pesquisa de Irawan (2021), onde o autor apresenta dados relacionando a rotação do motor e o consumo específico em uma mesma carga do motor, tendo uma diminuição no seu consumo específico inicial e posteriormente chegando a valores mais altos em rotações acima de 4000 rpm, isso se dá pelo fato do injetor ficar aberto por mais tempo, resultando em uma maior disponibilidade de combustível. Contudo, o consumo específico não necessariamente aumenta, pois existe um fator de potência (Pb) gerado pelo motor, ou seja, existe uma combustão incompleta nas rotações intermediárias.

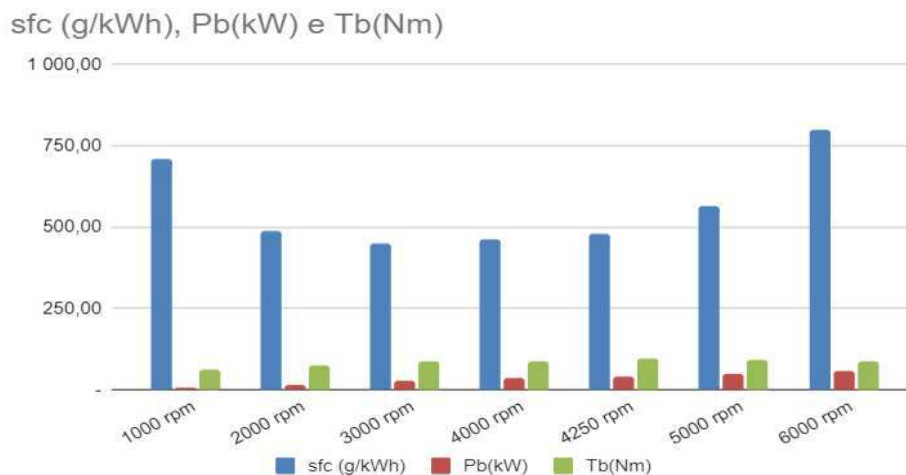
A potência (Pb) teve um aumento percentual de 778,54%, indo de 6,34 kW a 55,70 kW, o que pode ser explicado pela maior octanagem do etanol, que gera maiores taxas de compressão e conseqüentemente mais potência quando aliada à

maior aceleração. No entanto, pode-se verificar que há uma taxa de aumento no Pb maior entre 2000 a 4000 rpm, o que pode ser explicado pelo fato de haver valores menores e mais constantes de consumo específico nas rotações citadas, o que permitiu que a potência pudesse ser melhor desenvolvida, enquanto após esses valores, com aumento no consumo específico, houve um aumento mais discreto nos valores de Pb, valores semelhantes foram obtidos na pesquisa de Machado (2021).

O torque de frenagem, por sua vez, teve um aumento gradativo de 1000 a 4250 RPM, sofrendo uma leve diminuição após este ponto, a variação máxima de torque observada entre ciclos foi de 56,06%, o que aconteceu em uma proporção semelhante ao consumo específico, em seus estudos Ychmute (2021) e Phuangwongtrakul (2016) observam que o torque de frenagem em plena carga apresentaram maiores valores nos pontos intermediários, havendo diminuição deste quando a velocidade do motor estava no mínimo, por causa da maior octanagem do etanol, que resultava em um maior tempo de ignição, enquanto acima de 4250 rpm também ocorreu uma discreta diminuição, pois o poder calorífico do combustível diminuiu ao passo em que houve aumento na quantidade de etanol disponível.

Os dados de SFC, Pb e Tb podem ser observados no Gráfico 2:

Gráfico 2 – Valores para etanol de sfc, Pb e Tb à plena carga



Em relação às emissões, observou-se um aumento percentual de 255,95% nas emissões de NOx em partes por milhão (comparando-se o valor mínimo, obtido a 2000 RPM, com o valor máximo, obtido a 6000 RPM), porém, o comportamento das emissões foi semelhante ao do consumo específico, havendo uma diminuição



inicial, observada entre os ciclos de 1000 a 2000 RPM, posteriormente sofrendo um aumento bem mais acentuado, atingindo um valor máximo de 9.064,74 NOx PPM. O mesmo fenômeno foi observado nos valores de HC e CO, com valores maiores quando a rotação era mínima ou máxima, apresentando respectivamente os valores máximos de 1277,01 ppm e 5241,58 ppm.

Os valores de emissão específica de NOx sofreram variações semelhantes ao de emissões por PPM, com percentual de 253,37%, Resultados semelhantes foram obtidos por Chaudhary (2022), no entanto, os valores absolutos obtidos pelo autor foram menores, o que pode ser explicado pelo fato de o autor ter utilizado um motor com torque máximo (20 Nm à 6000 rpm) e razão de compressão inferiores ao deste estudo, a formação de NOx.

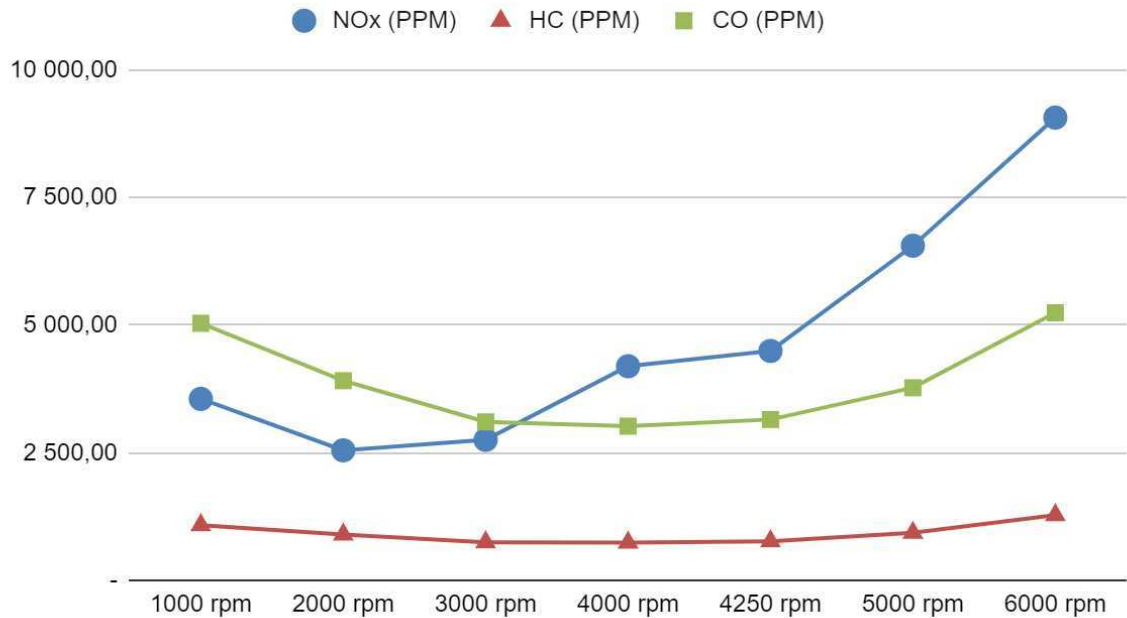
Em relação às emissões específicas de hidrocarbonetos, houve variação de 77,52%, atingindo-se os maiores valores de emissão na menor e na maior rotação, 2,510 ppm e 2,501 ppm respectivamente, o fato de haver mistura de ar combustível insuficiente nestes dois casos, para mais ou para menos, explica o excesso de emissão de HC, pois nestes casos pode haver parte de combustível sobressalente se acumulando em fendas no cilindro e também na camada limite, não ocorrendo sua oxidação completa, o que fará com que conseqüentemente o gás em questão seja liberado ao se completar o curso de exaustão.

Em relação ao monóxido de carbono, esta variação de emissão específica foi bem maior, chegando a ordem de 102,49%. No entanto, diferente da pesquisa de Iodice (2021) (energies - last generation spark), não houve um crescimento constante nas emissões de CO, pois em velocidades intermediárias, as emissões foram menores que nas rotações extremas (inferior e superior), o que pode ser explicado pelo fato do autor ter utilizado E85 nos seus testes, fazendo com que a produção deste gás fosse maior, devido a presença de gasolina na reação.

Destaca-se ainda que as maiores taxas de emissão de NOx, HC e CO encontradas, foram também acompanhadas do valor de maior potência do motor, as emissões de CO tiveram seus picos com 1000 e 6000 rpm, conforme apresentadas no Gráfico 3 a seguir:

Gráfico 3 – Emissões no etanol em ppm com plena carga

## NOx (PPM), HC (PPM) e CO (PPM)



Fonte: O autor (2023).

#### 4.2.2 80% de Carga

Na Tabela 15, apresentam-se os resultados obtidos no teste com 80% de aceleração, ou 80% de abertura na válvula de admissão.

Tabela 15 – Dados de simulação etanol com carga 80%

ALPHA = 80% (WOT)							
Parâmetro	RPM						
	1000	2000	3000	4000	4250	5000	6000
Pressão de admissão (bar)	0,60	0,62	0,71	0,74	0,78	0,79	0,76
Consumo por ciclo (g/ciclo)	0,0300	0,0252	0,0268	0,0289	somente ponto notável Tb	0,0349	0,0460
sfc (g/kWh)	709,71	493,99	452,35	475,21		549,72	755,84
Pb (kW)	5,80	12,2	21,4	29,2		38,10	43,70
Tb (Nm)	48,50	58,40	68,00	69,80		72,70	69,60
Tex (K)	506,00	562,00	575,00	562,00		563,00	568,00
NOx (PPM)	3 538,37	2 621,50	2 958,66	5 232,93		5 693,34	8 626,44
HC (PPM THC)	1 101,49	872,36	742,27	769,02		879,55	1 224,07
CO (PPM)	5 144,07	3 750,90	3 103,31	3 122,79		3 609,51	5 082,76
sNOx (g/kWh)	15,258	9,672	10,794	19,348		20,996	31,448
sHC (g/kWh)	2,551	1,731	1,452	1,530		1,744	2,406
sCO (g/kWh)	20,663	12,951	10,520	10,794	12,400	17,308	

Fonte: O autor (2022).

A partir da Tabela 15 é possível observar que as pressões de coletor absolutas foram menores que as obtidas na simulação apresentada na tabela 14, porém, sua variação continuou sendo em menor proporção, ficando na ordem de 31,66%. O consumo de combustível por ciclo teve números discretamente menores, o que significa maior eficiência, confirmado pelos números obtidos na simulação de consumo específico, essas variações foram de 82,53% nos valores de consumo combustível por ciclo e de 67,09% nos valores de consumo específico, no entanto, houve uma diminuição se comparados aos casos em plena carga, o que implica em potências absolutas menores. Os valores de potência de frenagem obtidos foram não apenas menores, como também sofreram uma menor variação, sendo esta de 653,44%, enquanto o torque de frenagem teve variação total de 49,89%. Santos (2021) informou que quando foram feitas análises em cargas menores, houve perdas de bombeamento na válvula de admissão, causadas pela perda de pressão na mesma, resultando na perda de potência.

As emissões de NOx ainda foram altas, embora, menores que as observadas na simulação anterior, justificado pela menor disponibilidade de ar no sistema analisado na Tabela 14, o que conseqüentemente indica uma combustão mais completa, e menor formação e emissão de NOx no processo, a variação calculada nas emissões de NOx neste combustível foi de 229,06%, um valor bem próximo do encontrado na primeira análise com plena carga, no entanto, frisa-se que os valores absolutos foram menores em sua maioria, indicando que ao se diminuir a aceleração, foram gerados menos poluentes.

Os valores de emissão de CO foram, no entanto, maiores, com suas variações percentuais chegando respectivamente a 64,9% e 65,76%. Na emissão específica os valores obtidos ainda foram altos e superiores aos encontrados na primeira simulação, possivelmente porque a octanagem do combustível permanece a mesma. Thakur *et al.* (2022) encontraram resultados semelhantes, o que pode ser atribuído ao fato de cargas maiores resultarem em baixa eficiência de combustão.

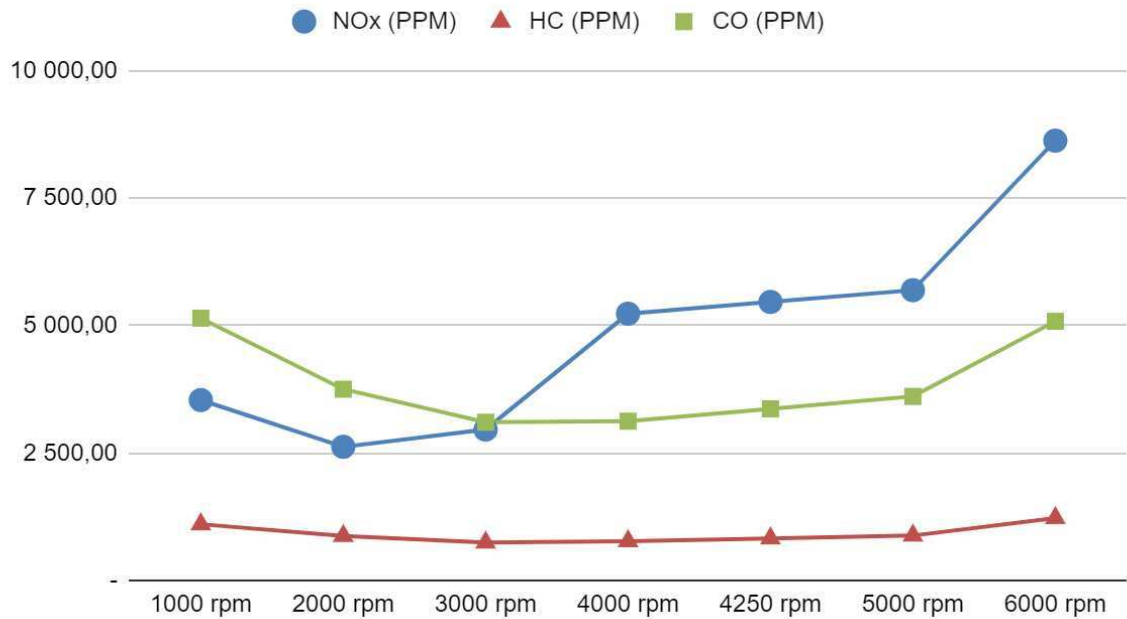
De forma semelhante, o mesmo fenômeno foi observado nas emissões de HC, no entanto, de forma menos acentuada se comparado ao CO, as variações nesses três elementos foram de 225,14% para o NOx, 75,68% para o HC e 96,41% para o CO. Emissões de HC diminuem quando há redução na carga pelo motivo de acontecer uma combustão mais completa. A variação observada na redução de carga foi bem mais discreta que a encontrada por Thakur (2022), o que pode ser

explicado pela metodologia utilizada em seu trabalho, que utilizou um motor com menor raio de compressão e menos quantidade de cilindros.

Os valores são apresentados no Gráfico 4:

Gráfico 4 – Emissões no etanol em ppm com 80% de carga

NOx (PPM), HC (PPM) e CO (PPM)



Fonte: O autor (2023).

#### 4.2.3 60% de Carga

Na Tabela 16, foram anexados os dados obtidos com a válvula de admissão 60% aberta:

Tabela 16 – Dados de simulação etanol com carga 60%

ALPHA = 60% (WOT)							
Parâmetro	RPM						
	1000	2000	3000	4000	4250	5000	6000
Pressão de admissão (bar)	0,45	0,47	0,53	0,55	0,58	0,59	0,57
Consumo por ciclo (g/ciclo)	0,0226	0,0191	0,0199	0,0211	somente ponto notável Tb	0,0263	0,0350
sfc (g/kWh)	719,83	495,39	447,93	469,87		522,49	756,57
Pb (kW)	3,78	9,24	16,00	21,60		30,20	33,20
Tb (Nm)	36,00	44,10	51,00	51,60		57,70	52,80
Tex (K)	498,00	562,00	598,00	561,00		606,00	557,00
NOx (PPM)	3 550,25	2 326,55	1 953,68	2 271,95		2 860,60	4 795,14
HC (PPM THC)	1 139,96	923,97	673,93	770,32		761,34	1 264,38
CO (PPM)	5 227,95	4 118,79	2 933,79	3 083,12		3 389,95	5 093,50
sNOx (g/kWh)	15,763	8,610	7,067	7,994		10,172	17,960
sHC (g/kWh)	2,660	1,840	1,310	1,525		1,454	2,549
sCO (g/kWh)	21,192	14,225	9,888	10,636	11,274	17,795	

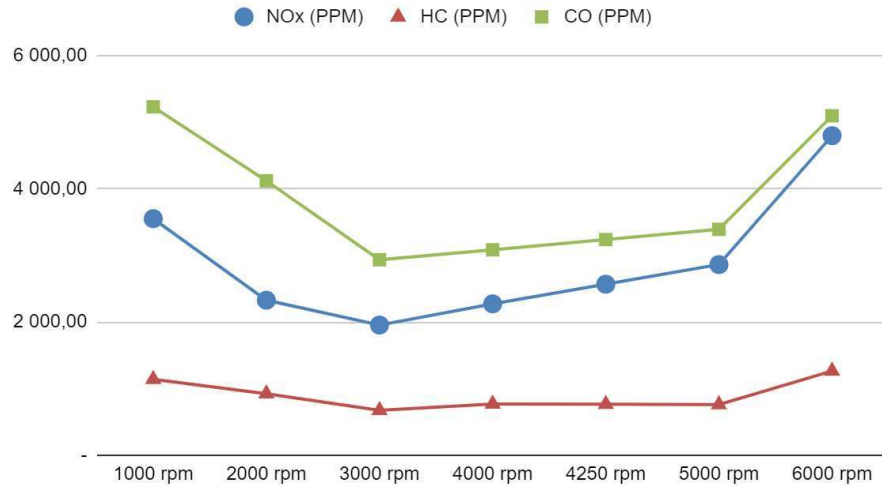
Fonte: O autor (2022).

Pode-se observar que a pressão absoluta de coletor foi ainda menor, acompanhado também de temperaturas menores que as observadas nas análises anteriores, porém, é possível observar um maior consumo específico, que acontece pela aceleração mais lenta, que conseqüentemente demora mais tempo para atingir as rotações necessárias para a simulação, a variação percentual no consumo específico foi de 60,7%, valores de potência de frenagem e torque de frenagem também diminuíram em relação aos testes anteriores, chegando a variações de 778,30% e 60,27% respectivamente, que indicam intervalos bem maiores em comparação à Tabela 15, no entanto, esses valores foram bem próximos aos obtidos no Tabela 14. No caso de aceleração a 60%, observou-se temperaturas bem menores em relação às outras duas análises, no entanto, houve uma particularidade, onde a maior temperatura medida foi durante o ciclo com 5000 RPM, diferentemente das outras duas situações, onde as maiores temperaturas observadas foram no ponto à 6000 RPM.

Em relação à emissão de NOx em PPM, foi observado que os valores continuaram caindo, se comparados com os dados das tabelas 14 e 15, as emissões de CO foram bem semelhantes às apresentadas no Gráfico 5.

Gráfico 5 – Emissões no etanol em ppm com 60% de carga

NOx (PPM), HC (PPM) e CO (PPM)



Fonte: O autor (2023).

#### 4.2.4 40% de Carga

Na Tabela 17 são apresentados os valores obtidos na simulação seguinte, com carga de 40%:

Tabela 17 – Dados de simulação etanol com carga 40%

ALPHA = 40% (WOT)							
	RPM						
Parameter	1000	2000	3000	4000	4250	5000	6000
MAP (bar)	0,30	0,31	0,36	0,37	0,39	0,40	0,38
Fuel (g/cycle)	0,0151	0,01	0,0134	0,0142	somente ponto notável Tb	0,0176	0,0226
sfc (g/kWh)	721,32	645,46	464,47	459,34		528,33	709,68
Pb(kW)	2,52	6,00	10,50	14,80		20,00	23,00
Tb(Nm)	24,10	28,70	33,30	35,40		38,20	36,50
Tex (K)	486,00	564,00	617,00	611,00		622,00	589,00
NOx (PPM)	3 328,04	1 707,43	1 312,83	1 955,66		2 006,77	2 684,63
HC (PPM_THC)	1 195,77	994,69	706,40	669,14		767,41	1 107,59
CO (PPM)	5 612,22	4 536,62	3 235,60	3 031,13		3 583,47	4 772,68
sNOx (g/kWh)	14,441	6,429	4,947	7,122		7,306	9,554
sHC (g/kWh)	2,790	2,017	1,430	1,310		1,505	2,155
sCO (g/kWh)	22,783	15,924	11,351	10,282	12,175	16,082	

Fonte: O autor (2022).

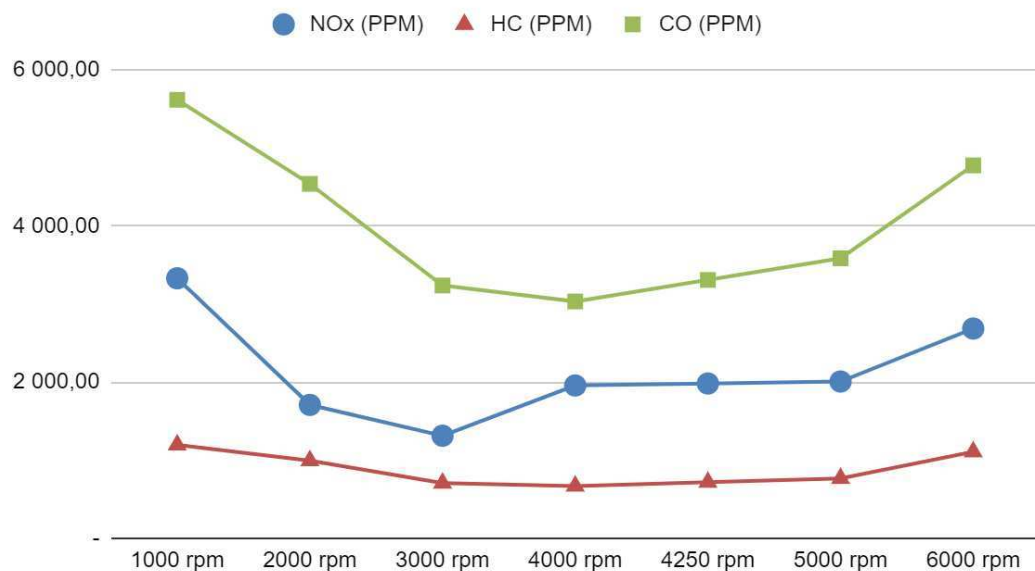
Nesta tabela é possível observar que as pressões internas geradas foram muito inferiores às encontradas nos outros testes, possivelmente indicando que esses valores experimentais não poderiam ocorrer na realidade, também houve uma grande diminuição no consumo por ciclo, no entanto, o consumo específico, se manteve com números mais próximos do que seria a realidade, dados de potência sofreram uma pequena diminuição, enquanto o torque teve uma diminuição considerável. Os valores de temperatura continuaram se mantendo dentro do aceitável.

As emissões de NOx e HC indicaram valores menores em comparação à Tabela 16, onde as temperaturas foram maiores, isto é, quando a temperatura foi maior, houve menos emissões destes gases, o que indica a queima mais completa destes gases e, conseqüentemente, menor emissão de poluentes na atmosfera.

No entanto, os valores de emissão de CO iniciaram com um valor bem maior durante a baixa rotação, terminando, no entanto, em um valor inferior ao obtido na Tabela 16, conforme é possível se observar no Gráfico 6:

Gráfico 6 – Emissões no etanol com 40% de carga

NOx (PPM), HC (PPM) e CO (PPM)



Fonte: O autor (2023).

#### 4.2.5 20% de Carga

Por fim, apresenta-se a Tabela 18, com os dados obtidos na simulação com 20% de aceleração do motor:

Tabela 18 – Dados de simulação etanol com carga 20%

ALPHA = 20% (WOT)							
	RPM						
Parâmetro	1000	2000	3000	4000	4250	5000	6000
Pressão de admissão (bar)	0,15	0,16	0,18	0,18	0,19	0,20	0,19
Consumo por ciclo (g/ciclo)	0,00762	0,00649	0,00672	0,00685	somente ponto notável Tb	0,00866	0,01102
sfc (g/kWh)	724,67	566,28	539,42	478,18		618,57	901,93
Pb (kW)	1,26	2,77	4,48	6,88		8,39	11,30
Tb (Nm)	12,00	13,20	14,30	16,40		16,00	18,00
Tex (K)	462,00	591,00	645,00	540,00		672,00	612,00
NOx (PPM)	2 456,07	964,45	936,95	924,46		1 002,67	2 759,54
HC (PPM_THC)	1 197,93	1 057,36	985,78	882,50		1 080,48	1 289,07
CO (PPM)	6 124,34	5 025,75	5 179,75	3 324,74		5 740,67	5 894,89
sNOx (g/kWh)	10,679	4,070	4,116	3,808		4,369	10,111
sHC (g/kWh)	2,796	3,860	6,913	5,425		6,460	2,543
sCO (g/kWh)	24,833	19,749	21,252	23,048	23,310	20,223	

Fonte: O autor (2022).

Aqui foram observadas as menores pressões absolutas do sistema com etanol, o que pode ser explicado pelo fato da aceleração ser muito baixa, não acarretando numa grande demanda de potência do sistema, o que pode ser comprovado pelos igualmente baixos consumo por ciclo e consumo específico.

Os dados de potência e torque também são condizentes com a baixa aceleração do sistema, que termina por causar menores valores destes.

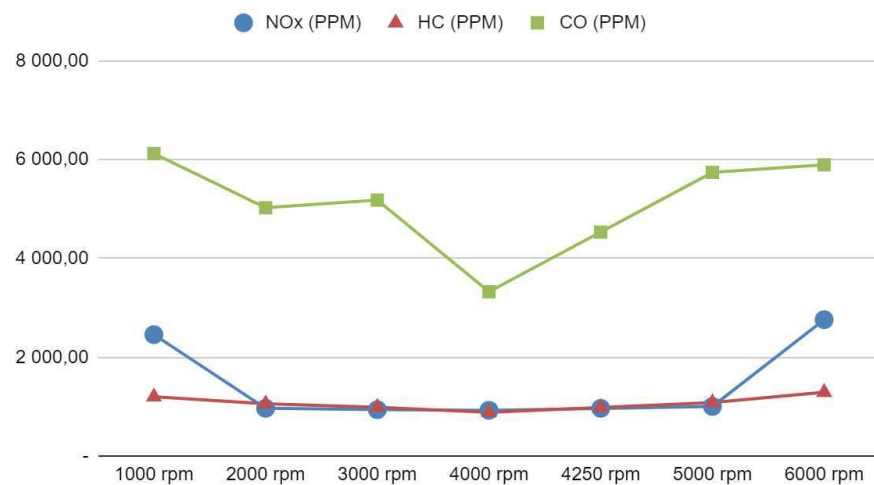
As emissões de NOx e HC continuaram por diminuir, graças a manutenção da temperatura de trabalho do sistema, que provavelmente continuou a realizar uma combustão dos gases de exaustão, no entanto, como também era de se esperar, a emissão de monóxido de carbono aumentou, atingindo valores superiores aos testes anteriores, com um valor intermediário menor, quando o motor estava a 4000 rpm.

Os valores de CO foram os maiores obtidos para etanol, indicando que quando está com baixa aceleração e operando a etanol, há uma grande emissão de CO por parte deste motor, como explicitado no Gráfico 7:



## Gráfico 7 – Emissões no etanol com 20% de carga

NOx (PPM), HC (PPM) e CO (PPM)



Fonte: O autor (2023).

## 4.3 Gasolina

## 4.3.1 100% de Carga

Os testes foram então feitos utilizando gasolina como combustível, sendo obtido os resultados apresentados na Tabela 19, com a válvula 100% aberta:

Tabela 19 – Dados de simulação gasolina com carga 100%

ALPHA = 100% (WOT)							
Parâmetro	RPM						
	1000	2000	3000	4000	4250	5000	6000
Pressão de admissão (bar)	0,75	0,77	0,89	0,92	0,97	0,99	0,95
Consumo por ciclo (g/ciclo)	0,0134	0,0137	0,0158	0,0163	0,0173	0,0175	0,0168
sfc (g/kWh)	318,00	270,00	255,00	234,00	223,00	226,00	214,00
Pb (kW)	5,05	12,20	22,30	33,50	39,50	46,60	56,50
Tb (Nm)	48,20	58,30	71,10	79,90	88,90	89,00	90,00
Tex (K)	466,00	512,00	538,00	545,00	557,00	557,00	604,00
NOx (PPM)	1 870,00	1 810,00	1 750,00	1 660,00	1 380,00	1 510,00	555,00
HC (PPM THC)	266,00	375,00	418,00	423,00	434,00	440,00	762,00
CO (PPM)	5 090,00	7 590,00	8 360,00	8 370,00	8 490,00	8 760,00	17 200,00
sNOx (g/kWh)	10,10	8,30	7,57	6,61	5,23	5,81	2,05
sHC (g/kWh)	0,771	0,925	0,972	0,907	0,884	0,900	1,510
sCO (g/kWh)	25,700	32,500	33,800	31,100	30,000	31,400	59,100

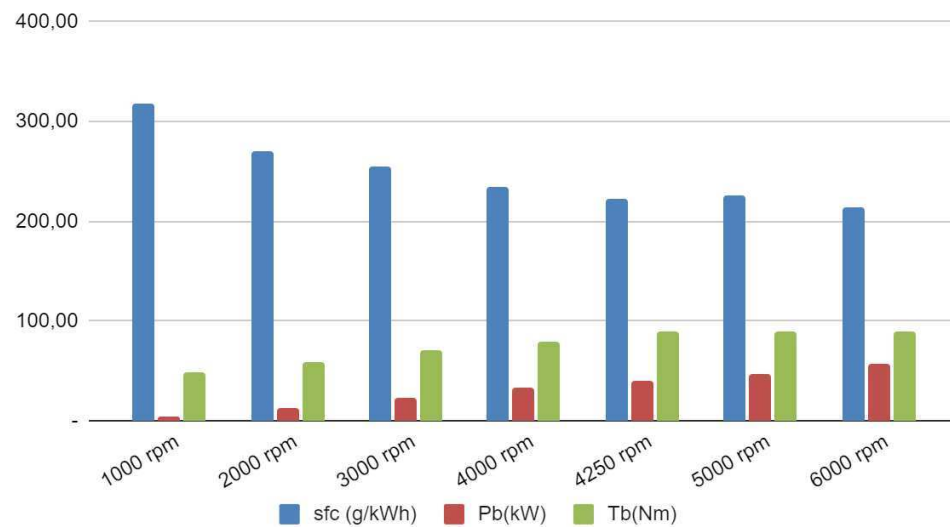
Fonte: O autor (2022).

No primeiro teste, observou-se que as pressões internas obtidas foram idênticas para o etanol e para a gasolina, no entanto, o consumo por ciclo e o consumo específico obtidos para a gasolina foram bem menores que aqueles oriundos do etanol, o que confirma Elshenawy (2023), que define o etanol como um combustível com menor densidade energética, o que faz com que seu consumo seja superior ao da gasolina, pois queima de forma mais eficiente pela maior velocidade da chama, que conseqüentemente lhe ofereceu uma maior entrega de potência.

Nos valores resultantes de potência, foi observado que os dados foram em sua maioria inferiores no caso da gasolina, o que pode explicar tal fenômeno é o fato das temperaturas obtidas com gasolina serem inferiores, resultando em menor potência, pois o motor não pôde alcançar um diferencial de temperatura que pudesse resultar em maior eficiência energética. No entanto, na faixa de 6000 rpm a gasolina apresentou uma potência maior que a do etanol, acompanhada de uma temperatura também superior ao do etanol na mesma faixa de velocidade, a curva também foi observada por Khumbar (2012) (lower ethanol gasoline blends - journal instrumentation control and automation), a maior temperatura pode estar relacionada a uma queima mais completa da gasolina, resultando no inesperado valor superior de potência.

O mesmo fenômeno foi observado com os valores de torque, o fenômeno pode ser atribuído ao fato de o etanol possuir menos átomos de carbono em comparação ao n-heptano simulado, resultando em uma maior difusividade molecular, melhorando a qualidade da mistura ar combustível e impactando em uma combustão mais completa. Os dados referentes à performance do motor foram apresentados no Gráfico 8:

Gráfico 8 – Valores para gasolina de sfc, Pb e Tb a plena carga  
sfc (g/kWh), Pb(kW) e Tb(Nm)



Fonte: O autor (2023).

Em relação a emissão de NO<sub>x</sub>, foram observados números bem inferiores ao etanol, que, diferentemente destes, diminuiu consideravelmente, indo de 1870 ppm, na primeira faixa, a 555 ppm na última faixa, representando uma diminuição de 70,32% nas emissões de 1000 rpm até 6000 rpm. Shi (2017) concluiu que o avanço no ângulo de ignição faz com que haja uma diminuição nas emissões de NO<sub>x</sub>, HC e CO quando o motor utiliza gasolina.

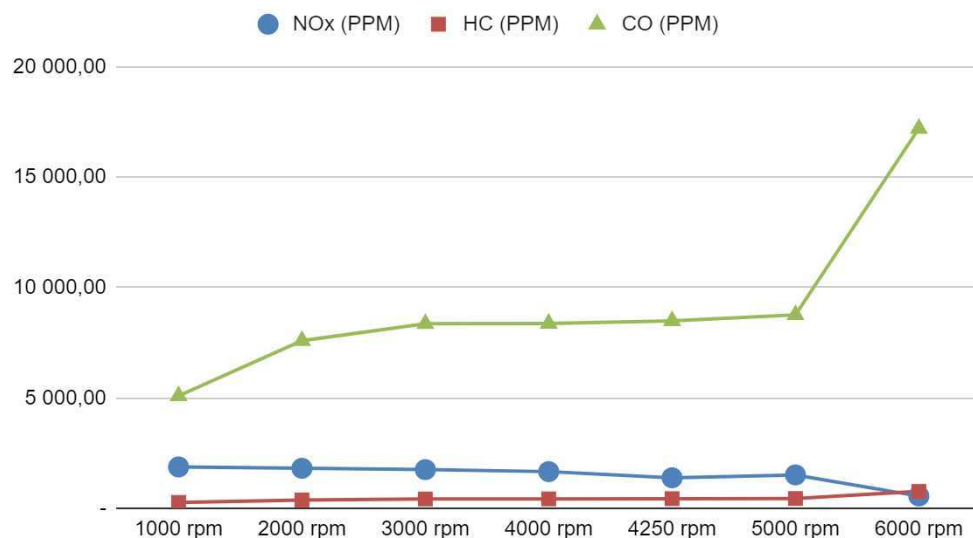
As emissões de HC, por sua vez, sofreram um aumento, nunca ultrapassando, no entanto, os valores calculados para o etanol, no caso da gasolina, a variação representou um aumento de 266 ppm a 762 ppm, ou seja, 65,09%, Sakthivel (2009) informou que a forma da câmara de combustão, curso e raio de compressão podem resultar em menores temperaturas no cilindro ao fim do curso de expansão, resultando na combustão incompleta do combustível, causando maiores emissões de HC.

Nas emissões de CO, a gasolina tem uma grande desvantagem, pois seu menor valor de emissão de monóxido, representa virtualmente o maior valor de emissão no etanol, sofrendo um aumento de 5090 ppm a 17200 ppm, observando-se um aumento de 237,91%, o que pode explicar tal fenômeno é a baixa temperatura obtida na simulação, que possivelmente não foi capaz de queimar todo o combustível do sistema, gerando gases não queimados, aumentando a quantidade de CO nos gases da exaustão. Santos (2021) (lambda load control in spark ignition -

energy conversion and management) observou que a formação de CO, por ser um produto da combustão incompleta, pode sugerir falta de oxigênio na mistura ar combustível e a dificuldade de homogeneização da mistura em algumas regiões do cilindro, gerando-o no lugar de CO<sub>2</sub>. Para minimizar os efeitos deste fenômeno, Khumbar (2012) sugeriu que seja adicionado etanol à gasolina, aumentando a quantidade de oxigênio na mistura. Segundo o autor, na faixa de 6000 rpm houve uma diminuição de 6,12%, 11,35%, e 26,53% quando foi utilizado E5, E10 e E20, respectivamente, conforme Gráfico 9:

Gráfico 9 – Emissões na gasolina em ppm à plena carga

NO<sub>x</sub> (PPM), HC (PPM) e CO (PPM)



Fonte: O autor (2023).

#### 4.3.2 80% de Carga

A Tabela 20 apresenta os dados de simulação com gasolina e carga de 80% no motor:

Tabela 20 – Dados de simulação gasolina com carga 80%

ALPHA = 80% (WOT)						
Parameter	RPM					
	1000	2000	3000	4000	5000	6000
MAP (bar)	0,60	0,64	0,72	0,74	0,77	0,73
Fuel (g/cycle)	0,0107	0,0114	0,0013	0,0013	0,0014	0,0130
sfc (g/kWh)	292,00	271,00	261,00	237,00	228,00	228,00
Pb(kW)	4,41	10,1	17,6	26,7	36,00	40,90
Tb(Nm)	42,10	48,00	56,10	63,80	68,70	65,10
Tex (K)	473,00	50,90	529,00	541,00	553,00	554,00
NOx (PPM)	1 490,00	1 710,00	1 920,00	1 670,00	1 530,00	1 690,00
HC (PPM CH4)	398,00	408,00	395,00	424,00	442,00	418,00
CO (PPM)	9 780,00	8 920,00	7 820,00	8 470,00	8 800,00	8 200,00
sNOx (g/kWh)	7,400	7,910	8,510	6,730	5,930	6,570
sHC (g/kWh)	1,060	1,100	0,943	0,917	0,921	0,871
sCO (g/kWh)	45,300	38,400	32,400	31,800	31,900	29,700

Fonte: O autor (2022).

Na Tabela 20, apresentam-se os dados obtidos com gasolina à 80% de carga, calculou-se que, entre 1000 rpm e 6000 rpm, houve um aumento de 21,49% no consumo por ciclo, e diminuição de 21,92% no consumo específico, sendo estes bem menores aos apresentados anteriormente na tabela, os dados de potência foram mais próximos, mostrando valores mínimos e máximos próximos, 4,41 kW a 40,9 kW no etanol, representando uma variação positiva de 827,44%, sendo esta, superior à calculada para etanol na mesma faixa de aceleração, os resultados para o torque seguiram o mesmo padrão, havendo uma variação de 42,1 Nm a 68,7 Nm, que, assim como no caso da Tabela 15, teve valor máximo durante a rotação de 5000 rpm, havendo uma discreta redução ao se atingir a faixa de 6000 rpm.

Se comparadas com as da Tabela 19, as temperaturas obtidas na Tabela 20 foram bem mais adequadas, no entanto, os valores ainda foram inferiores aos do etanol, confirmando novamente o que a literatura informa, da superioridade de performance do motor com etanol sobre a gasolina, explicada pela maior octanagem do primeiro.

Nas emissões foi possível ver valores de NOx e HC bem menores que os encontrados para etanol, confirmando que há menor potencial de poluição referente a esses dois elementos (FERNANDEZ, 2021) observou que em testes estáticos (em um mesmo valor de carga) as emissões de NOx eram mais estáveis com gasolina,

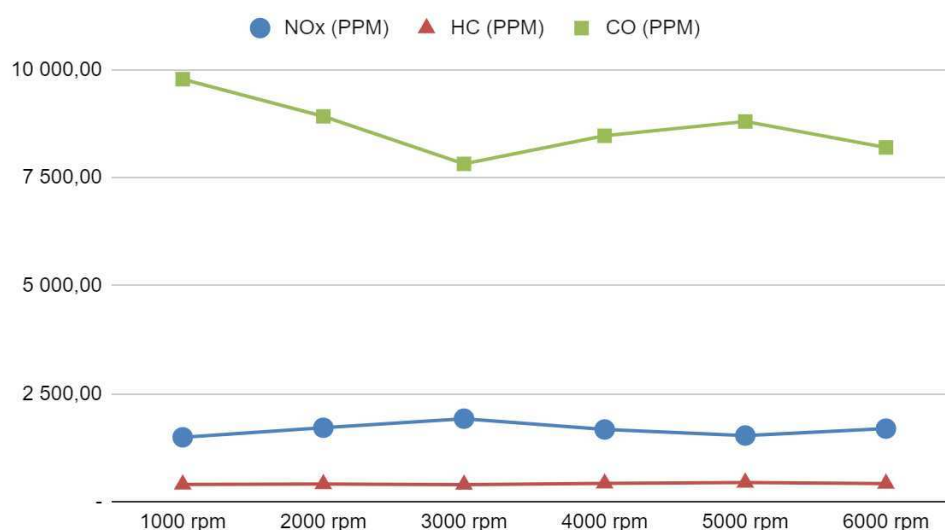
no entanto, ao se alterar a carga do motor, foram apresentados dados de emissão menores na medida em que a carga era diminuída, sugerindo que com menores cargas a combustão era mais completa, gerando menos NOx. Outro fator que influenciou nas menores emissões de NOx foram as menores temperaturas, pois nestes casos não há chama por tempo prolongado, o que reduz o nível de formação deste gás.

No entanto, houve um grande aumento nas emissões de CO, chegando quase ao dobro daquelas observadas na Tabela 15, mas mesmo assim, não atingiu o pico de 17200 ppm encontrado na tabela anterior. Ao realizar testes com gasolina em cargas dinâmicas, Ganesan (2021) concluiu que houve uma tendência das emissões de CO aumentarem ao passo em que se a carga do motor foi reduzida, o que também foi observado neste trabalho, isso se deve ao fato de haver maior disponibilidade de ar quando a válvula está completamente aberta, gerando um desequilíbrio na mistura ar combustível, o que termina por gerar combustão incompleta.

O Gráfico 10 apresenta as emissões oriundas no caso aqui apresentado:

Gráfico 10 – Emissões na gasolina em ppm a 80% de carga

NOx (PPM), HC (PPM) e CO (PPM)



Fonte: O autor (2023)

### 4.3.3 60% de Carga

Tabela 21 – Dados de simulação gasolina com carga 60%

ALPHA = 60% (WOT)						
Parâmetro	RPM					
	1000	2000	3000	4000	5000	6000
Pressão de admissão (bar)	0,45	0,48	0,53	0,55	0,59	0,57
Consumo por ciclo (g/ciclo)	0,0081	0,0085	0,0094	0,0097	0,0011	0,0010
sfc (g/kWh)	302,00	276,00	242,00	240,00	231,00	229,00
Pb (kW)	3,20	7,41	14,00	19,50	27,30	31,80
Tb (Nm)	30,60	35,40	44,60	46,50	52,00	50,70
Tex (K)	459,00	502,00	530,00	534,00	548,00	553,00
NOx (PPM)	1 570,00	1 600,00	1 360,00	1 620,00	1 530,00	1 700,00
HC (PPM THC)	383,00	436,00	511,00	446,00	451,00	444,00
CO (PPM)	9 580,00	10 200,00	11 900,00	9 300,00	9 110,00	8 830,00
sNOx (g/kWh)	8,030	7,520	5,600	6,620	5,990	6,630
sHC (g/kWh)	1,060	1,100	1,130	0,977	0,951	0,929
sCO (g/kWh)	45,900	44,900	45,700	35,400	93,400	32,100

Fonte: O autor (2022).

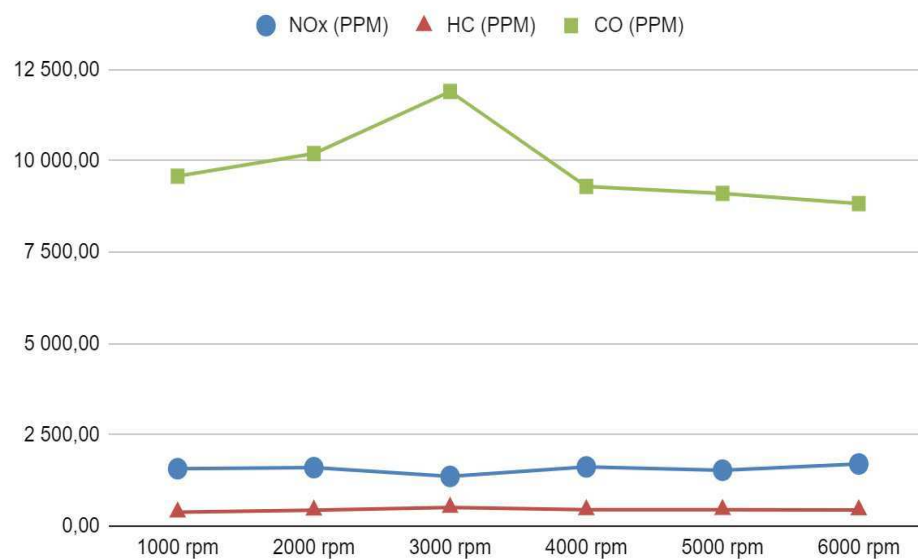
Na sequência, a Tabela 21 apresenta os dados com a válvula de aceleração 60% aberta, que resultou em valores de consumo por ciclo bem inferiores se comparados aos testes das tabelas 20 e 16, o consumo específico diminuiu drasticamente em comparação ao teste em aceleração equivalente com etanol, esperava-se uma diminuição, pelo fato da menor aceleração.

Potência e torque se mantiveram semelhantes ao observado com etanol, havendo uma diferença de menos de 3 kW no primeiro, e um máximo de 9 Nm para o segundo. Valores de temperatura obtidos continuaram sendo inferiores aos do etanol.

As emissões de NOx e HC, no entanto, tiveram valores bem inferiores as de etanol, assim como observado na Tabela 20, ou seja, o nível de poluição foi menos danoso que o observado com álcool, no entanto, a emissão de CO cresceu bastante, com seu pico no momento em que o motor estava a 3000 rpm, conforme apresentado no Gráfico 11:

Gráfico 11 – Emissões na gasolina em ppm a 60% de carga

NOx (PPM), HC (PPM) e CO (PPM)



Fonte: O autor (2023).

#### 4.3.4 40% de Carga

A Tabela 22 apresenta dados obtidos com carga a 40%:

Tabela 22 – Dados de simulação gasolina com carga 40%

ALPHA = 40% (WOT)						
	RPM					
Parâmetro	1000	2000	3000	4000	5000	6000
Pressão de admissão (bar)	0,30	0,32	0,36	0,37	0,40	0,38
Consumo por ciclo (g/ciclo)	0,0054	0,0057	0,0064	0,0066	0,0071	0,0068
sfc (g/kWh)	302,00	265,00	262,00	242,00	234,00	230,00
Pb (kW)	2,13	5,14	8,80	13,00	18,20	21,10
Tb (Nm)	20,40	24,50	28,00	31,10	34,80	33,60
Tex (K)	455,00	493,00	510,00	527,00	538,00	458,00
NOx (PPM)	1 290,00	1 370,00	1 590,00	1 690,00	1 540,00	1 700,00
HC (PPM_THC)	474,00	497,00	469,00	454,00	466,00	453,00
CO (PPM)	13 000,00	12 900,00	11 000,00	9 510,00	9 530,00	8 900,00
sNOx (g/kWh)	6,640	6,190	7,100	6,960	6,130	6,650
sHC (g/kWh)	1,310	1,210	1,120	1,000	0,997	0,953
sCO (g/kWh)	62,500	54,600	45,800	36,500	35,500	32,500

Fonte: O autor (2022).



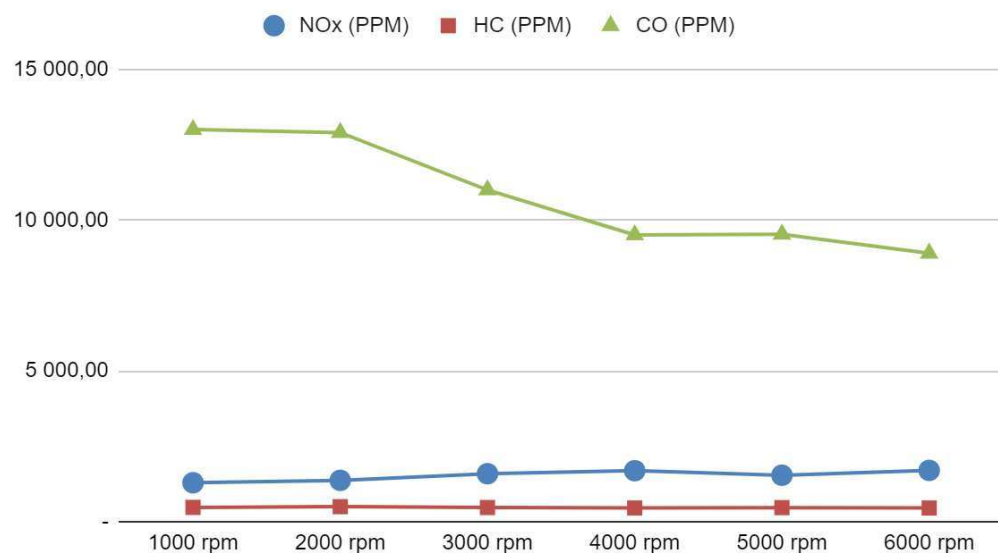
Nesta tabela, foram obtidos dados de consumo e consumo específico baixos novamente, o que pode ter ocorrido por alguma falha durante a simulação, dados de potência também foram bem abaixo do que o esperado, o torque de frenagem, no entanto, teve valores próximos aos encontrados em testes anteriores, assim como os valores de temperatura, que chegaram em um nível condizente com a realidade.

Os valores de emissão de NOx e HC continuaram em uma faixa semelhante ao teste anterior, atingindo um pico de 1700 ppm a 6000 rpm.

As emissões de CO, por sua vez, tiveram um aumento significativo, conforme o Gráfico 12:

Gráfico 12 – Emissões na gasolina em ppm a 80% de carga

NOx (PPM), HC (PPM) e CO (PPM)



Fonte: O autor (2023).

### 4.3.5 20% de Carga

Na Tabela 23, apresentam-se os dados obtidos com 20% de carga:

Tabela 23 – Dados de simulação gasolina com carga 20%

ALPHA = 20% (WOT)						
	RPM					
Parâmetro	1000	2000	3000	4000	5000	6000
Pressão de admissão (bar)	0,15	0,16	0,18	0,18	0,20	0,19
Consumo por ciclo (g/ciclo)	0,00268	0,0028	0,0032	0,0032	0,00355	0,00338
sfc (g/kWh)	294,00	252,00	242,00	229,00	230,00	225,00
Pb (kW)	1,09	2,71	4,75	6,71	9,26	10,80
Tb (Nm)	10,50	12,90	15,10	16,00	17,70	17,20
Tex (K)	423,00	490,00	517,00	543,00	570,00	590,00
NOx (PPM)	1 450,00	856,00	1 070,00	1 050,00	804,00	702,00
HC (PPM THC)	40,40	624,00	597,00	601,00	659,00	689,00
CO (PPM)	10 800,00	16 800,00	13 900,00	12 000,00	13 200,00	14 200,00
sNOx (g/kWh)	7,260	3,680	4,410	4,090	3,160	2,700
sHC (g/kWh)	1,090	1,440	1,330	1,260	1,390	1,420
sCO (g/kWh)	50,500	67,600	53,700	43,600	48,500	51,000

Fonte: O autor (2022).

No teste apresentado na Tabela 23, foram obtidas as menores pressões absolutas e conseqüentemente os menores dados de consumo, já que o motor não estava sendo exigido, e, também, de potência e torque de frenagem, que tiveram valores baixos por uma conseqüência da menor pressão juntamente com as menores temperaturas, se comparadas aos dados obtidos anteriormente.

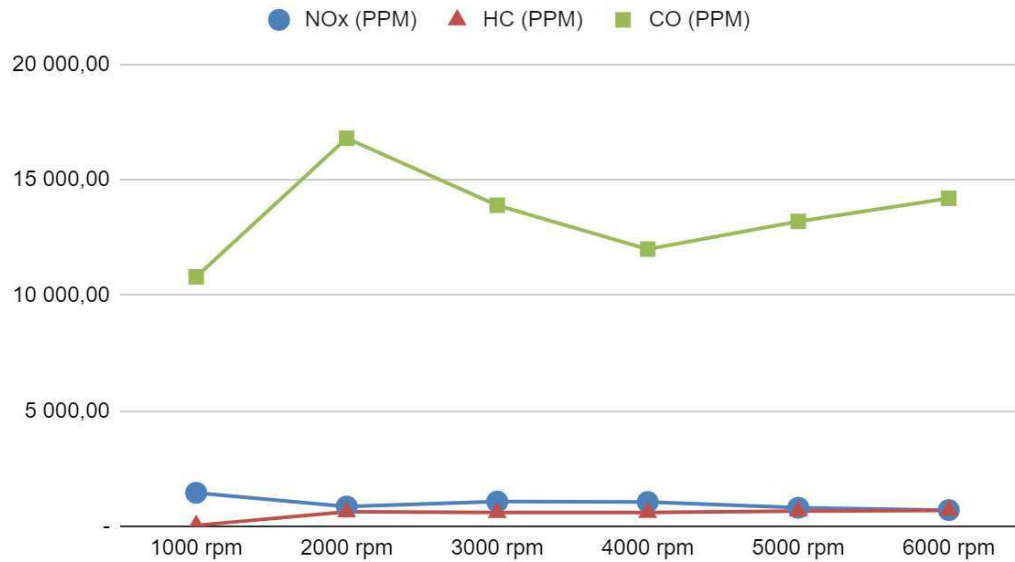
As emissões de NOx e HC foram as mais positivas de todos os testes, pois foram valores abaixo dos anteriormente obtidos, os dados para emissão de HC podem ter sofrido algum tipo de variação fora do normal, o que pode ter acontecido por alguma motivo fora do controle, devido à simulação no KIVA.

As emissões de CO foram as maiores obtidas até aqui, portanto, as mais danosas, com pico no momento em que o motor estava a 2000 rpm, sendo da ordem de 15000 CO ppm, indicando um nível de poluição muito alto desse combustível quando estiver nessa faixa de rotação.

O Gráfico 13 apresenta os dados de emissão obtidos nesse teste:

Gráfico 13 – Emissões na gasolina em ppm a 80% de carga

NOx (PPM), HC (PPM) e CO (PPM)



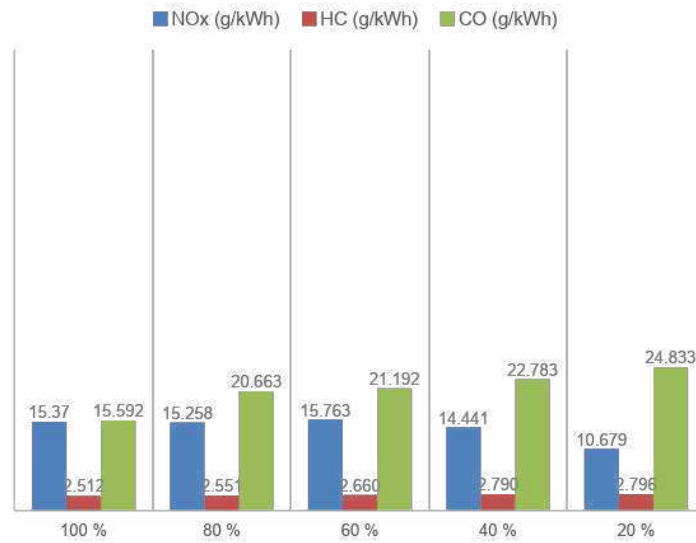
Fonte: O autor (2023).

#### 4.4 Análise das emissões específicas por carga

##### 4.4.1 Etanol

No gráfico 14, são apresentados os dados de emissões obtidos com etanol a 1000 rpm, variando-se a carga do motor.

Gráfico 14 – Emissões específicas do etanol à 1000 rpm com carga variável  
**Emissões específicas por carga a 1000 rpm**

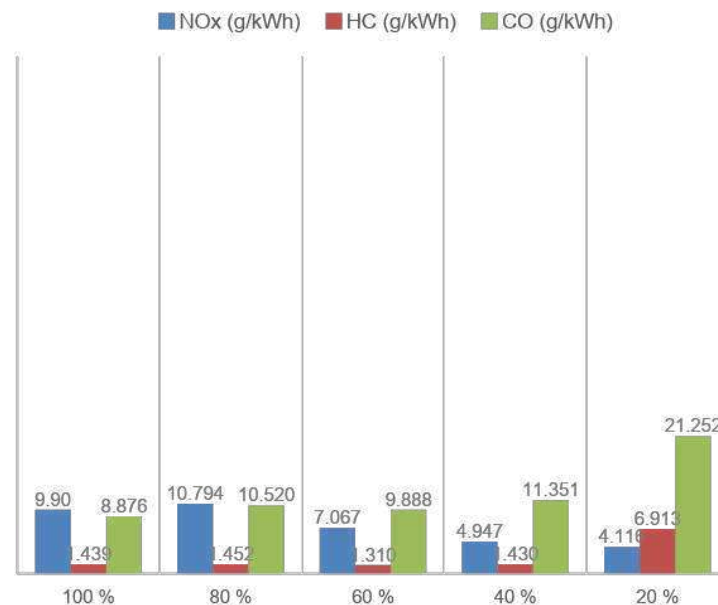


Fonte: O autor (2023).

No gráfico 14, é possível observar que houveram níveis de emissão de CO maiores que os de NOx, que para este combustível, sob via de regra, deveriam ser maiores, o que por si só comprova a inadequação de se manter este regime de funcionamento do motor.

Apresenta-se então, no gráfico 15, os dados de emissões específicas de NOx, HC e CO do etanol à 3000 rpm.

Gráfico 15 – Emissões específicas do etanol à 3000 rpm com carga variável  
**Emissões específicas por carga a 3000 rpm**



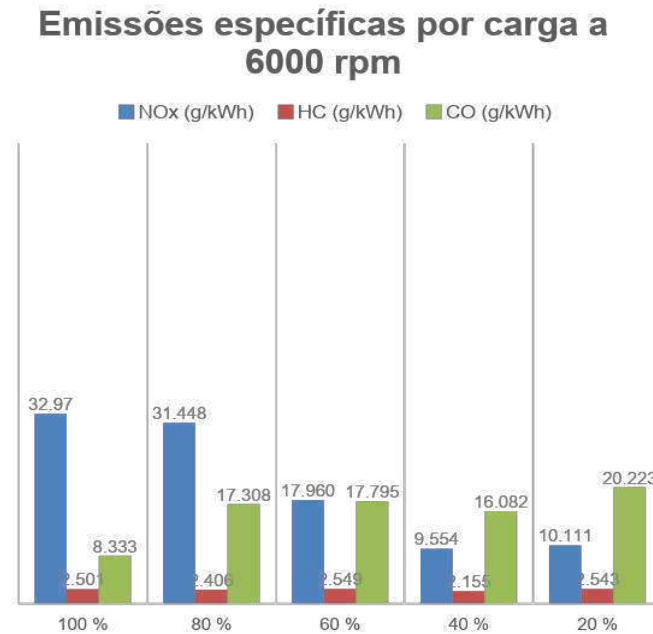
Fonte: O autor (2023).

Estes dados apresentaram valores excelentes se comparados aos outros obtidos durante o estudo. Com grande destaque para os resultados apresentados à 60% e 40% de carga, onde as emissões de HC foram, como na maior parte dos testes, reduzidas, ao passo em que os níveis de NOx e CO também foram baixos, sendo respectivamente de 7,067 g/kWh e 4,947 g/kWh para NOx, ou seja, valores que foram se reduzindo quando se reduzia a disponibilidade de oxigênio no sistema, e 9,888 g/kWh e 11,351 g/kWh para CO, valores que foram aumentando com a diminuição da carga, que resultou em uma combustão mais incompleta.

Os dados apresentam um melhor equilíbrio do ponto de vista da performance e das emissões, podendo desta forma ser indicado como o mais adequado para o funcionamento do motor.

No gráfico 16, apresenta-se os dados de emissões específicas do etanol a 3000 rpm:

Gráfico 16 – Emissões específicas do etanol à 6000 rpm com carga variável



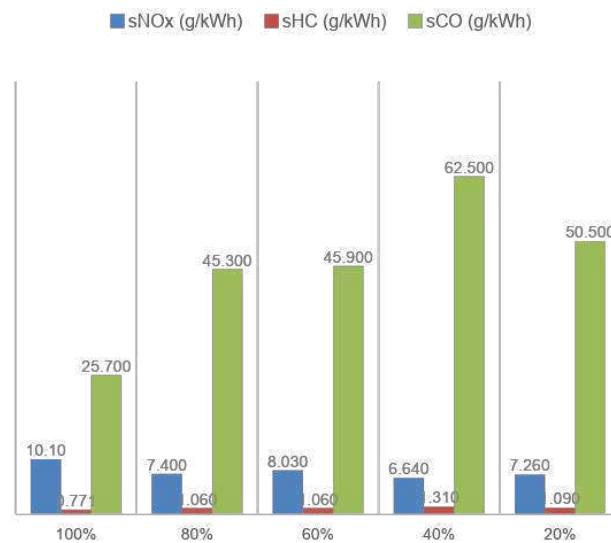
Fonte: O autor (2023).

Os valores aqui apresentados mostram maior nível de poluição por parte do motor, onde houve altos níveis de emissão de NOx quando se havia muita carga e, por sua vez, altos níveis de CO quando se apresentou cargas menores, sendo assim, uma faixa inadequada de atuação, do ponto de vista das emissões.

#### 4.4.2 Gasolina

No gráfico 17, apresenta-se a análise das emissões específicas com gasolina a 1000 rpm.

Gráfico 17 – Emissões específicas da gasolina à 1000 rpm com carga variável  
**Emissões específicas por carga a 1000 rpm**

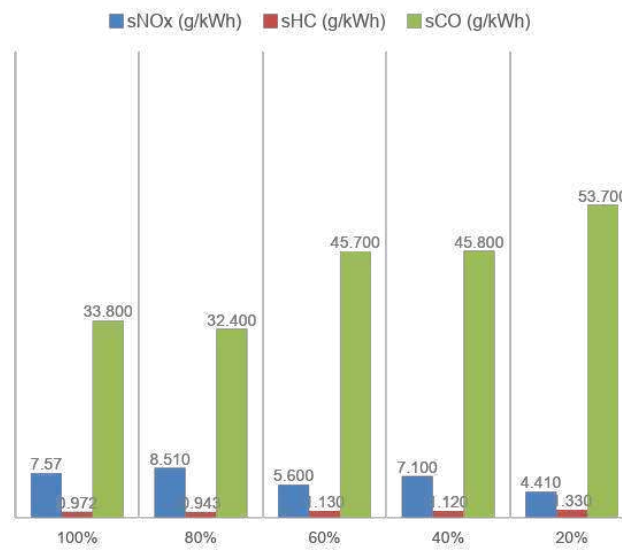


Fonte: O autor (2023).

Se comparados ao gráfico 14, os níveis de NOx apresentados foram menores que os do etanol, no entanto, não o suficiente para justificar a utilização deste combustível na faixa de 1000 rpm, pois ao se analisar o CO, fica claro que houve uma alta quantidade deste gás liberado na exaustão, valores que em chegaram a ser quase o triplo daqueles obtidos na mesma situação com etanol.

Seguindo a progressão, o gráfico 18 apresenta os dados obtidos com gasolina à 3000 rpm.

Gráfico 18 – Emissões específicas da gasolina à 3000 rpm com carga variável  
**Emissões específicas por carga a 3000 rpm**



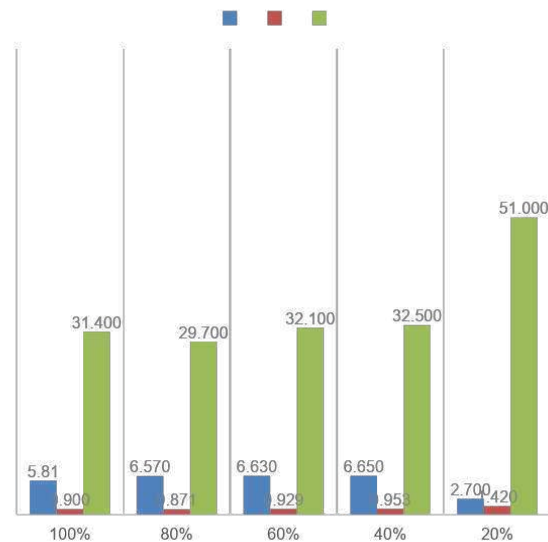
Fonte: O autor (2023).

Neste caso, se comparado ao ponto ótimo obtido no gráfico 15, as emissões de NOx foram menores, no entanto, seguindo o comportamento de todos os gráficos para gasolina, as emissões de CO foram maiores, de forma que a relação custo benefício se mantém na utilização de etanol, pois houve um maior equilíbrio simultâneo entre as emissões de NOx, HC e CO, como apresentado no gráfico 15.

Por fim, apresenta-se no gráfico 19, as emissões obtidas com gasolina a 6000 rpm.



Gráfico 19 – Emissões específicas da gasolina à 6000 rpm com carga variável  
**Emissões específicas por carga a 6000 rpm**



Fonte: O autor (2023).

Por fim, apresenta-se no gráfico 19, as emissões obtidas com gasolina a 6000 rpm. Se comparado aos dados obtidos com gasolina, esta seria a situação em que menos se emitiu poluentes, no entanto, continuando de acordo com o comportamento da gasolina, o CO emitido continuou sendo de níveis muito altos. Ademais, deve-se ressaltar que do ponto de vista da performance e da vida útil do motor, não é indicado que se mantenha seu funcionamento nesta faixa de trabalho, a 6000 rpm, já que problemas de superaquecimento e desgaste de partes essenciais serão apresentados no decorrer do tempo.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Pode-se afirmar que acerca das simulações de modo, observou-se que o aumento na carga gerou o aumento proporcional da temperatura da combustão, graças a fenômenos como fricção, além disso, mais calor foi envolvido no processo, e mais potência foi gerada, no entanto, houve pontos específicos em que isto não ocorreu, o que é aceitável pelo fato do software não ser imune a falhas durante sua execução, especialmente nos casos envolvendo gasolina, no entanto, em sua maioria, os dados obtidos podem ser considerados condizentes com a realidade.

Observou-se também que a pressão de coletor absoluta (Manifold Absolute Pressure – MAP), aumentou de acordo com o aumento da velocidade de rotação do motor, o que era esperado, já que o aumento da rotação indica maior disponibilidade de ar para a mistura, no entanto, a pressão diminuiu drasticamente quando se aumentou a proporção de gasolina no sistema, o que pode ser explicado pelo fato do etanol ter uma maior combustão laminar o que mostra uma dependência maior do etanol com a pressão, enquanto a gasolina é um combustível mais independente em relação à pressão durante sua combustão.

Vale destacar que, em relação às emissões de CO, ocorreu a maior discrepância, concluindo-se que a gasolina atingiu valores até cinco vezes maiores que os de etanol. As emissões de CO aumentaram na mesma medida em que se diminuiu a carga no motor, isso se dá não apenas pelos produtos gerados na combustão da gasolina, mas também porque essa menor disponibilidade de ar, o que conseqüentemente vai gerar mais produtos sobressalentes, graças à queima incompleta do combustível. Com isso, vale ressaltar que os valores de emissão de CO nos testes realizados com gasolina foram os maiores obtidos, indicando o alto nível de poluição por CO deste combustível, os valores mais altos foram encontrados com menores acelerações e menores rotações, chegando a ordem de 16800 ppm, com 2000 rpm e abertura de 20% da válvula. Com etanol, esses valores foram bem menores que os observados com gasolina, pois o etanol possui menos hidrocarbonetos e aditivos na sua composição, com destaque para os testes realizados em rotações intermediárias, que geram emissões da ordem de 3000 ppm, valor quase 5 vezes menor que das emissões observadas com gasolina.

Em relação às emissões de NOx, verificou-se que, ao diminuir a taxa de aceleração do sistema, também foi diminuída a emissão dos elementos (em PPM e,

consequentemente, no coeficiente de emissão à g/Kwh), obtendo-se os melhores resultados com aceleração a 100%, com média a alta rotação, o que também mostra que, enquanto gira a baixa rotação, há um desperdício maior de combustível, pois a combustão não é completa, gerando, consequentemente, maiores níveis de NOx, este fenômeno foi mais difícil de se observar nas simulações com gasolina, possivelmente houve alguma falha na simulação, como falado anteriormente.

Já as emissões de HC, foram aumentando gradualmente na proporção em que se diminuía a aceleração, essa alteração, no entanto, não chegou a ser significativa ou grande, como no caso dos NOx.

O valor do SFC (specific fuel consumption) aumenta de acordo com a diminuição da abertura da válvula do sistema até os 40%, quando o valor começa a ter uma diminuição, indicando um consumo menor de combustível quando se tem uma menor aceleração, indo de acordo com a realidade, já que quando se tem a válvula 100% aberta, está sendo injetado o máximo de combustível para que se obtenha resultados de potência e torque, havendo assim, maior desperdício de combustível, consequentemente, os valores com menores acelerações são muito inferiores comparativamente, considerando uma mesma aceleração, observou-se que há maior consumo específico nas velocidades de rotação máxima e mínima, concluindo-se que os resultados mais satisfatórios foram observados em rotações intermediárias.

Foi ainda identificado que, o torque máximo do motor foi normalmente obtido ao se atingir 5000 rotações por minuto, com exceção da carga à 100%, que chegou a atingir o torque máximo a 4250 rotações, comprovando que, por ter maior octanagem, o etanol resulta em maiores resultados de torque.

Ainda sobre a plena carga, foi observado que se obtiveram os maiores resultados experimentais de potência e torque, sendo eles a 6000 e 4250 rotações por minuto respectivamente, graças a taxa de compressão dos motores flex, que se comportam de forma diferente com etanol, graças a sua maior octanagem, resultando em maior potência.

Do ponto de vista das emissões, os melhores resultados obtidos foram apresentados no gráfico 15, onde se apresentaram os dados do motor a 3000 rpm, variando-se a carga.

Em virtude dos fatos mencionados, fica claro que cada combustível apresentou vantagens e desvantagens, que foram variando de acordo com a

velocidade de rotação do motor e abertura da borboleta. Foi possível observar que, as maiores potências obtidas foram nas simulações com etanol, pelo motivo da sua maior octanagem, as emissões de CO, por sua vez, foram bem maiores na situação de simulação com gasolina, chegando a valores da ordem de 15000 ppm, valor superior ao dobro do maior obtido com etanol, que foi da ordem de 6000 ppm. Portanto, pode-se concluir que a utilização do etanol é vantajosa se comparada à utilização da gasolina, porém deve-se buscar a carga do motor e rotação mais adequada para a situação, pois dependendo dela, pode-se desejar maior eficiência e menor consumo, ou maior potência, e, ainda, taxas menores de emissão de poluentes como o CO.

## REFERÊNCIAS

ACHUTH, M, Mehta PS. Predictions of tumble and turbulence in four-valve pentroof spark ignition engines. **International Journal of Engine Research**. 2001;2(3):209-227. doi:10.1243/1468087011545442.

ALEKSENDRIĆ, Dragan; CARLONE, Pierpaolo. **Soft computing techniques**. Em: *Soft Computing in the Design and Manufacturing of Composite Materials*. Elsevier Science. 2015. 10.1533/9781782421801.39.

ALVES, Célia. Aerossóis atmosféricos, perspectiva histórica, fontes, processos químicos de formação e composição orgânica. Em: **Quim. Nova**, Vol. 28, No. 5, 859-870, 2005. Disponível em: <https://www.scielo.br/j/qn/a/ZdDpZVdhCMRSJ83CF6DmZHq/?format=pdf&lang=pt>. Acesso em: 27/07/2022.

Amit Kumar Thakur, Ajay Kumar Kaviti, Roopesh Mehra & K. K. S. Mer(2016): Performance analysis of ethanol–gasoline blends on a spark ignition engine: a review, **Biofuels**.

AMSDEN, Anthony A. **KIVA-3V: A Block-Structured KIVA Program for engines with vertical or Canted valves**. Novo México. Julho de 1997.  
**KIVA-3V, release 2: improvements to KIVA-3V. Report no. LA-UR-99-915**, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, NM(1999).

ARBILLA, Graciela; SILVA, Cleyton Martins da; SICILIANO, Bruno; A new method for determining speciated hydrocarbons in exhaust emissions of flex fuel vehicles using ethanol (E100). In: **Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva**. 2021, São Paulo. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1352231016309116>

BALIGAB. IGBT Applications: Transportation. In: **The IGBT Device (Second Edition)**. Elsevier. 2023.

BARUIANA, Daniela Laura; et. al. **Important Contributions to Reducing Nitrogen Oxide Emissions From Internal Combustion Engines**. *International Journal of Environmental Research and Public Health*. Volume 18, Número 17. 2021. Disponível em: <<https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC8430564/#:~:text=The%20amount%20of%20NOx,the%20excess%20of%20oxygen%2C%20etc>>. Acesso em: 21/07/2021.

Ben Ramoul, L., Korichi, A., Popa, C. *et al.* **Numerical study of flow characteristics and pollutant dispersion using three RANS turbulence closure models**. *Environ Fluid Mech* 19, 379–400 (2019). <https://doi.org/10.1007/s10652-018-9628-2>

BOLT, Hermann. **Heptane**. Reference Module in Biomedical Sciences. 2022

BOTET, Cesar L. Barraza. **Combustion chemistry and physics of ethanol blends to inform biofuel policy**. Tese de doutorado em Engenharia Mecânica. Universidade de Michigan. 2018.

BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna**: Volume 1/ Franco Brunetti - 2. ed. - São Paulo : Blucher, 2018.

CAO, Weixue & Liu, Fengguo & You, Xue-yi. **Performance of casting aluminum-silicon alloy condensing heating exchanger for gas-fired boiler**. Heat and Mass Transfer. 54. 10.1007/s00231-018-2284-8. 2018.

CARVALHO, Joaquim Francisco de. **Combustíveis fósseis e insustentabilidade**. Cienc. Cult., São Paulo , v. 60, n. 3, p. 30-33, Sept. 2008 . Available from <[http://cienciaecultura.bvs.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0009-67252008000300011&lng=en&nrm=iso](http://cienciaecultura.bvs.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0009-67252008000300011&lng=en&nrm=iso)>. access on 26 May 2022.

CHONG, Cheng. NG, Jo-Han. In: Combustion performance of biojet fuels. **Biojet Fuel in Aviation Applications**. Elsevier. 2021.

Chris Baker, Terry Johnson, Dominic Flynn, Hassan Hemida, Andrew Quinn, David Soper, Mark Sterling, **Chapter 4 - Computational techniques, Editor(s)**: Chris Baker, Terry Johnson, Dominic Flynn, Hassan Hemida, Andrew Quinn, David Soper, Mark Sterling, Train Aerodynamics, Butterworth-Heinemann, 2019.

COGGON, M. M., LIM, C. Y., KOSS, A. R., SEKIMOTO, K., YUAN, B., GILMAN, J. B., HAGAN, D. H., SELIMOVIC, V., ZARZANA, K. J., BROWN, S. S., ROBERTS, J. M., MÜLLER, M., YOKELSON, R., WISTHALER, A., KRECHMER, J. E., JIMENEZ, J. L., CAPPALÀ, C., KROLL, J. H., GOUW, J., WARNEKE, C.: OH chemistry of non-methane organic gases (NMOGs) emitted from laboratory and ambient biomass burning smoke: evaluating the influence of furans and oxygenated aromatics on ozone and secondary NMOG formation. **Atmospheric Chemistry and Physics**. 19, 14875–14899, <https://doi.org/10.5194/acp-19-14875-2019>, 2019.

DEKRAKER, Paul {et al.} **Constructing Engine Maps for Full Vehicle Simulation Modeling**. SAE Technical Paper. 2018. doi:10.4271/2018-01-1412.

DELGADO, Regina C.O.B., ARAUJO, Antonio S., FERNANDES, Valter J. **Properties of Brazilian gasoline mixed with hydrated ethanol for flex fuel technology**. Fuel Processing Technology. Universidade Federal do Rio Grande do Norte. 88, 365-368, Janeiro 2007.

Fernández, Eugenio, Alicia Valero, Juan José Alba, and Abel Ortego. 2021. "A New Approach for Static NO<sub>x</sub> Measurement in PTI" **Sustainability** 13, no. 23: 13424. <https://doi.org/10.3390/su132313424>.

GERALDO, Victor; MORAIS, Edvaldo; TOLEDO, Eduardo; JESUS, Charles; BONOMI, Antonio; FILHO, Rubens. **Sugar extraction by moving-bed diffusers in ethanol production: development of a simulation tool**. Computer Aided Chemical Engineering, Vol. 38, 2016. <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-63428-3.50242-3>

GIRI, J. Karthikeyant, RAJ, S, M. Effect of ambient concentration of carbon monoxide (CO) on the in-vehicle concentration of carbon monoxide in Chennai, India. **Environmental Engineering Research**. 2021.

GLASSMAN, I.; YETTER, R. A.; GLUMAC, N. G. Combustion. Quinta edição. Boston: Academic Press, 2015. ISBN 978-0-12-407913-7.

HIROYASU H, Kadota T., **Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines**. SAE Trans 1976:513–526. 1976.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. McGraw-Hill series in mechanical engineering, 1988.

IKEDA, Yushi, NAKAJIMA, Tsuyoshi, SHER, Eran Air Pollution from Small Two-Stroke Engines and Technologies to Control It. In: **Handbook of Air Pollution From Internal Combustion Engines**. 1998.

Iodice, Paolo, and Massimo Cardone. 2021. **"Ethanol/Gasoline Blends as Alternative Fuel in Last Generation Spark-Ignition Engines: A Review on CO and HC Engine Out Emissions"** Energies 14, no. 13: 4034. <https://doi.org/10.3390/en14134034>.

Istoedinheiro.com.br, **ANP: País gasta mais 20,5% com a importação de petróleo neste ano.** (2021). Disponível em: <https://istoedinheiro.com.br/anp-pais-gasta-mais-205-com-a-importacao-de-petroleo-neste-ano/>.

Irawan, Bambang & Winoko, Y & Puspitasari, Etik & Dwiyono, T. (2021). **Analysis of fuel pressure on the performance of motorcycle engine with ethanol fuel**. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 1073. 012081. 10.1088/1757-899X/1073/1/012081.

IŞIK, Mehmet. Comparative experimental investigation on the effects of heavy alcohols- safflower biodiesel blends on combustion, performance and emissions in a power generator diesel engine. **Applied Thermal Engineering**. Volume 184. Fevereiro. 2021.

Joel H. Ferziger , Milovan Perić , Robert L. Street, **Computational Methods for Fluid Dynamics**. Springer. 2020.

KOTCHOURKO, Alexei. Phenomena relevant to accidents. In: **Hydrogen Safety for Energy Applications**. Butterworth-Heinemann. 2022.

Krishnamoorthi, M. & Malayalamurthi, R. & Sakthivel, R., 2019. **"Optimization of compression ignition engine fueled with diesel - chaulmoogra oil - diethyl ether blend with engine parameters and exhaust gas recirculation,"** Renewable Energy, Elsevier, vol. 134(C), pages 579-602.

Kumbar VS, Mali DG, Pandhare PH, et al. Effect of lower ethanol gasoline blends on performance and emission characteristics of the single cylinder SI engine. Int J Ins-trum Control Autom (IJICA). 2012;1(2):173178. ISSN:2231-1890, Iss-3,4.

Laskowski, P., Zasina, D., Zimakowska-Laskowska, M. et al. **Vehicle Hydrocarbons' Emission Characteristics Determined Using the Monte Carlo Method**. *Environ Model Assess* 24, 311–318 (2019). <https://doi.org/10.1007/s10666-018-9640-4>

LATTIF, Haider; HULTMARK, Goran; RAHNAMA, Samira; MACCARINI, Alessandro; AFSHARI, Alireza. **Performance evaluation of active chilled beam systems for office buildings - A literature review**. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Vol 52, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.101999>

LEACH, Felix, KALGHATGI Gautam, STONE, Richard, MILES, Paul. The scope for improving the efficiency and environmental impact of internal combustion engines. **Transportation Engineering**. Volume 1. 2020.

Liu L, Peng Y, Liu D, Han C, Zhao N, Ma X. A review of phenomenological spray penetration modeling for diesel engines with advanced injection strategy, in: **International Journal of Spray and Combustion Dynamics**. 2020;12. doi:10.1177/1756827720934067

LOS ALAMOS NATIONAL LABORATORY. **KIVA**. lanl.gov. Disponível em <<https://www.lanl.gov/projects/feynman-center/deploying-innovation/intellectual-property/software-tools/kiva/index.php> >. Acesso em 06/06/2022.

MacDonald, J. R., and Fajardo, C. M. (May 13, 2021). **"Turbulence Anisotropy Investigations in an Internal Combustion Engine."** ASME. *J. Eng. Gas Turbines Power*. September 2021; 143(9): 091011. <https://doi.org/10.1115/1.4050633>.

Machado GB, de Melo TCC, Candido AC de AF. **Flex-fuel engine: Influence of ethanol content on power and efficiencies**. *International Journal of Engine Research*. 2021;22(1):273-283.

HERR Marius, Rolf Radespiel, Axel Probst, **Improved Delayed Detached Eddy Simulation with Reynolds-stress background modelling**, *Computers & Fluids*, Volume 265, 2023,

MARTINS, Jorge. **Motores de Combustão Interna** - 4. ed. - Publindústria, 2013.  
MILÁN-MERINO, Alejandro, FERNÁNDEZ-TARRAZO, Eduardo, SÁNCHEZ-SANZ, Mario, WILLIAMS, Forman A., **A multipurpose reduced mechanism for ethanol combustion**, *Combustion and Flame*, Volume 193, 2018.

MORAES, Flávio Souza de. **Análise térmica do bloco do motor etorq evo 1.6 I flex fuel com turboalimentado** . Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

MORAN, Michael J {et al.} **Princípios da termodinâmica para engenharia**. tradução Gisele Maria Ribeiro Vieira, Paulo Pedro Kenedi, Fernando Ribeiro da Silva - Rio de Janeiro LTC, 2013.

NATARAJ Ganesan, Bibhuti B. Sahoo, Porpatham Ekambaram, P.V Elumalai, Olusegun D. Samuel, Christopher C. Enweremadu, Asif Afzal, C. Ahamed Saleel.



Experimental based comparative exergy analysis of a spark-ignition Honda GX270 Genset engine fueled with LPG and syngas. **Energy and Science Engineering**. 21 de março de 2022

NEVES, E. E.; BEZERRA, Y. S. de F. **MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS: UMA ABORDAGEM PRÁTICA E APLICAÇÃO EM PROBLEMAS DE DIFUSÃO TÉRMICA COM MATLAB®**. Carpe Diem: Revista Cultural e Científica do UNIFACEX, [S. l.], v. 11, n. 1, p. 28–45, 2013. Disponível em: <https://periodicos.unifacex.com.br/Revista/article/view/363>. Acesso em: 20 set. 2023.

OPPENHEIM, J.K. Combustion in Piston Engines. Springer Science & Business Media.

PENIDO FILHO, Paulo. Os motores combustão interna. Belo Horizonte: Lemi, 1983.  
PERIN, Gismael. SCHLOSSER, José. FARIAS, Marcelo. BERTOLLO, Gilvan. MARTINI, Alfran. Warm-up time and number of tests for performance evaluation of a Diesel cycle engine. **Rural Engineering**. Vol. 55. 2022.

PHUANGWONGTRAKUL, S. {et al.} Experimental study on sparking ignition engine performance for optimal mixing ratio of ethanol-gasoline blended fuels. In: **Applied Thermal Engineering**. 2016; Acesso em 23 de maio de 2022. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S135943116302277>.

PURTSKHAVANIDZE, G.; LEJAVA, M.; SHUBLADZE, Z.; NOGAIDELI, G. Thermodynamic basis of interaction of thermal machines with the environment and energy losses of the filling process. **World Science**, n. 1(79), 11 Mar. 2023.

Rapp, V., N. Killingsworth, P. Therkelsen, and R. Evans. Lean Combustion. Technology and control. In: Lean Combustion 2016.

R. Rabenseifner, G. Hager and G. Jost, "Hybrid MPI/OpenMP Parallel Programming on Clusters of Multi-Core SMP Nodes," *2009 17th Euromicro International Conference on Parallel, Distributed and Network-based Processing*, 2009, pp. 427-436, doi: 10.1109/PDP.2009.43.

ROMERO, Carlos. HENAO, Edison. RAMÍREZ, Juan. **Experimental Study of Mechanical Losses of Single-Cylinder Spark-Ignited Engine**. Diagnostyka, Vol. 22, No. 3, 2021. DOI: 10.29354/diag/141226.

SAEID, Shirvani, SASAN Shirvani, Amir H. Shamekhi, Rolf D. Reitz, **A study of using E10 and E85 under direct dual fuel stratification (DDFS) strategy: Exploring the effects of the reactivity-stratification and diffusion-limited injection on emissions and performance in an E10/diesel DDFS engine**, Fuel, Volume 275,2020.

SANDOVAL, D. HEYWOOD, J. **An Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines**, SAE Technical Paper 2003-01-0725, 2003, <https://doi.org/10.4271/2003-01-0725>.

SANTOS, Nathália. ALVAREZ, Carlos. ROSO, Vinícius. BAETA, José. VALLE, Ramon. Lambda load control in spark ignition engines, a new application of

prechamber ignition systems. **Energy Conversion and Management**. Volume 236. 2021.

SENECAL, PK, Pomraning, RICHARDS, E, KJ, & Som, S. "Grid-Convergent Spray Models for Internal Combustion Engine CFD Simulations." Proceedings of the ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. **ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference**. Vancouver, BC, Canada. September 23–26, 2012. pp. 697-710. ASME. Disponível em: <https://pubmed.ncbi.nlm.nih.gov/31463415/#:~:text=NOX%20has%20been%20reported%20to,CNS%20degeneration%2C%20and%20cardiovascular%20disorders>

SORDA, G; BANSE M; KEMPFERT C.U. **An overview of biofuel policies across the world**, Energy Policy, 2010.

SUN, Cf., Zhou, XG., Li, G. et al. **Intensive carbon combustion in sintering packed bed via steam spraying**: An experimental study on carbon monoxide emission reduction. J. Cent. South Univ. 30, 786–799 (2023). Disponível em: <https://doi.org/10.1007/s11771-023-5280-1>

TEOH, Yew. HOW, Heoy. LE, Thanh. NGUYEN, Huu. LOO, Dong. RASHID Tazien. SHER, Farooq. A review on production and implementation of hydrogen as a green fuel in internal combustion engines. **Fuel**. Vol. 333. 2023.

TIAN, Zhi. {et al.} **Comparative study on combustion and emission characteristics of methanol, ethanol and butanol fuel TISI engine**. Fuel. Vol. 259. 2020.

TURNES, Stephen. Introdução à Combustão: Conceitos e Aplicações.  
WRIGHT, M. R. An Introduction to Chemical Kinetics, John Wiley & Sons Ltd, Chichester, 2004.

WEI Ye, Yiqun Pan 1, Lianjie He 1, Bingqian Chen 2, Junjie Liu 2, Jun Gao 1, Yi Wang 3, Yang Yang 3, **Industrial Ventilation Design Guidebook Volume 2: Engineering Design and Applications Book • Second Edition • 2021**  
Weibo Shi, Xiumin Yu, Henry Zhang, Haoyan Li, Effect of spark timing on combustion and emissions of a hydrogen direct injection stratified gasoline engine, International Journal of Hydrogen Energy, Volume 42, Issue 8, 2017.

YHCMUTE, Quach-Nhu. KHOA, Nguyen-Xuan. OCKTAECK Lim. 2021. "A Study on the Effect of Ignition Timing on Residual Gas, Effective Release Energy, and Engine Emissions of a V-Twin Engine" **Energies** 14, no. 15: 4523. <https://doi.org/10.3390/en14154523>.

YUSUFU, Abeid Chande Jande, KIVEVELE, T. Thomas, Nelson Mandela African Institution of Science and Technology (NM-AIST), The School of Materials, **Energy, Water, and Environmental Sciences**, P. O. Box 447, Arusha, Tanzania. 2021.

Z. HAN & R. D. REITZ. **Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  Models**, Combustion Science and Technology, 106:4-6, 267-295, DOI: 10.1080/00102209508907782. 1995.

Zhiyi Li, Marco Ferrarotti, Alberto Cuoci, Alessandro Parente, Finite-rate chemistry modelling of non-conventional combustion regimes using a Partially-Stirred Reactor closure: Combustion model formulation and implementation details, Applied Energy, Volume 225, 2018.